

22/96

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**ETUDE D'UNE TOUR DE REFROIDISSEMENT A EAU
GLACEE POUR LE LABORATOIRE DE THERMIQUE ET DE
CONVERSION D'ENERGIE**

PROPOSE PAR :

Mr N.YOUNSI

ETUDIE PAR :

BENSEMMANE Med. Salim

DIRIGE PAR :

Mr YOUNSI

PROMOTION : 1996

DEDICACE :

Je dédie ce mémoire à mes parents et spécialement à ma très chère mère qui sans sa volonté, sa perspicacité et ses nombreux sacrifices, je n'aurais pu aboutir à ce travail.

Je le dédie aussi à ma grande sœur Lilia dont la nature ne l'a pas dotée de toutes ses facultés mentales pour effectuer des études.

À ma sœur Nabila pour son soutien moral, en lui souhaitant une totale réussite pour son doctorat de médecine.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

REMERCIEMENTS,

A mes professeurs du département Génie Mécanique, notamment à mon promoteur Monsieur YOUNSI pour son aide et sa collaboration.

A tous mes amis.

Abrégé :

Ce projet consiste en l'étude technologique et le dimensionnement d'une tour de refroidissement à cycle frigorifique pour le refroidissement des appareils du laboratoire de thermique et conversion d'énergie. et notamment des deux liquéfacteurs d'air.

Abstract :

This project consist of the technological study and the dimensionning of a cooling tower corresponding to a frigorific cycle. in order to cool the apparatus of the thermic and conversion energy laboratory, especially for the both air liquéfactories.

ملخص:
يَتَضَمَّنُ هَذَا الْعَمَلُ فِي دِرَاسَةِ تِكْنُولُوجِيَا
وَفِي تَحْدِيدِ أبعادِ كِبْرِيخِ تَبْرِيدِ، لِتَبْرِيدِ أَجْهَزَةِ
مُخَبِّرِ الحَرَارِيَةِ وَتَحْوِيلِ الطَّاقَةِ، وَخَاصَّةً
لِلْمَبْعِي الْمَوَاءِ.

SOMMAIRE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

I- PROCÉDES DE PRODUCTION DE FROID

- 1- Machine frigorifique à compression simple
- 2- Machine frigorifique à absorption
- 3- Machine frigorifique à vapeur

II- FLUIDES FRIGORIGENES ET LEURS PROPRIETES

III- ÉLÉMENTS CONSTITUTIFS D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE

- 1- Compresseur
- 2- Condenseur
- 3- Évaporateur
- 4- Détendeur

IV- CYCLES FRIGORIFIQUES

- 1- Cycle de Carnot
- 2- Diagramme enthalpique
- 3- Régime de marche (humide, sec)
- 4- Phénomènes de surchauffe et de sous-refroidissement

V- ÉTUDE DE LA CONFIGURATION DE L'INSTALLATION

- 1- Besoin frigorifique
- 2- Installation avec condenseur à air
- 3- Installation avec condenseur à eau

VI- PREDIMENSIONNEMENT DES ÉQUIPEMENTS

- 1- Procédure de calcul
- 2- Évaporateur
- 3- Condenseur-refroidisseur
- 4- Récupérateur

VII- CALCUL DES CONDUITES DE FRÉON

- 1- Procédure de calcul
- 2- Côté aspiration
- 3- Côté refoulement
- 4- Côté liquide

VIII- INFLUENCE DES PERTES DE CHARGES ET DE CHALEUR

- 1- Pertes de charge
- 2- Cycle réel
- 3- Calcul des pertes de pression
- 4- Dimensionnement du condenseur -refroidisseur définitif
- 5- Étude thermique de l'évaporateur (isolation thermique)
- 6- Calcul du COP et de la production frigorifique du cycle réel



IX- ÉTUDE DU CIRCUIT HYDRAULIQUE

- 1- Calcul de la pompe et de la tuyauterie
- 2- Étude thermique de l'accumulateur (isolation thermique)

X- RÉGULATION

CONCLUSION

BIBLIOGRAPHIE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

INTRODUCTION

Dans le laboratoire de thermique et de conversion d'énergie se trouvent deux liquéfacteurs d'air où le refroidissement de l'huile de lubrification compte parmi les facteurs les plus influant sur leurs performances .

Le système de refroidissement présentant la meilleure autonomie est la tour de refroidissement sèche .Cependant ses performances restent tributaires de la température ambiante .

La tour de refroidissement humide-sèche et encore plus la tour de refroidissement humide permettent d'apporter une certaine amélioration au refroidissement , mais celle-ci peut être insuffisante dans le cas où le fluide refroidi doit sortir de la tour de refroidissement à une température très inférieure par rapport à la température ambiante .

Le fonctionnement des liquéfacteurs à longueur d'année , notamment en période estival ou la température à l'intérieur du laboratoire peut atteindre 30°C et plus , et vu l'exigence de très basses températures par rapport à cette température ambiante ,pour le refroidissement des liquéfacteurs , la performance de la tour humide reste insuffisante .

On aura donc recours à une tour de refroidissement à cycle frigorifique.

CHAPITRE I

I- PROCEDE DE PRODUCTION DE FROID

I- PROCÉDE DE PRODUCTION DE FROID

I-1/ MACHINE FRIGORIFIQUE A COMPRESSION : (fig.1)

L'appareil frigorifique se compose essentiellement d'un évaporateur placé dans la chambre froide , d'un compresseur , d'un condenseur , et d'un élément régulateur de débit , un détendeur.

Au niveau de l'évaporateur , le fluide entre à l'état liquide à une température T_1 , puis s'évapore en absorbant la chaleur du milieu à refroidir. Ensuite cette vapeur est aspirée, comprimée et refoulée par le compresseur à une température T_2 .

Cette vapeur comprimée et surchauffée passe à travers un condenseur , cédant ainsi sa chaleur extraite de l'évaporateur augmentée de l'énergie de compression , au milieu qui l'entoure, d'où condensation et liquéfaction du fluide .Puis à travers le détendeur , le fluide liquéfié se détend depuis la pression de condensation jusqu'à la pression d'évaporation. Le liquide subissant une importante détente , va se vaporiser partiellement avant d'être envoyé dans l'évaporateur , et le cycle recommence à nouveau.

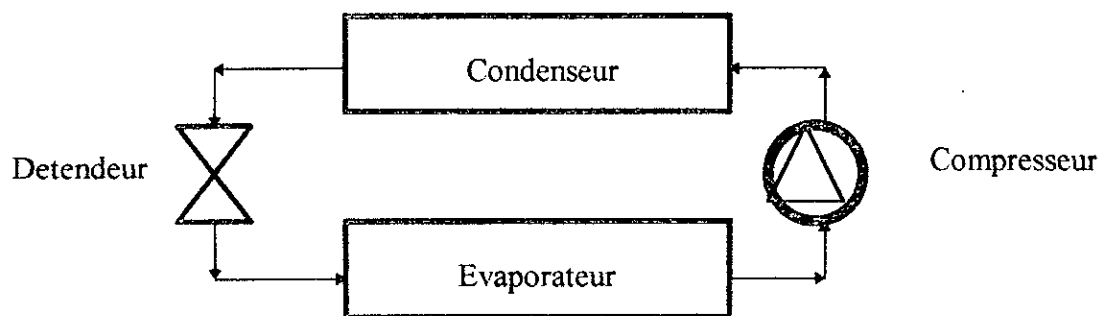


Fig.1 Schéma de principe d'une installation frigorifique à compression

I-2/ MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION : (fig 2)

L'appareil frigorifique est constitué essentiellement :

- d'un condenseur
- d'un détendeur
- d'un évaporateur
- d'un absorbeur
- d'une pompe
- d'une chaudière

Ces machines utilisent l'ammoniac comme fluide frigorigène et l'eau comme dissolvant. L'eau absorbe d'autant plus d'ammoniac que sa température est basse , et a une propriété de restituer une grande partie du gaz ammoniac qu'elle contient , à une température de 70°C environ.

On utilise donc une solution ammoniacale , qu'on fait chauffer dans une chaudière , de manière à évaporer et appauvrir la solution , qui sera refroidie à travers un échangeur avant de se rendre dans l'absorbeur.

Le gaz qui s'échappe, alors se comprime de lui même à une pression suffisante pour pouvoir entrer dans le condenseur.

Puis, comme dans les machines à compression , le gaz va se liquéfier à travers le condenseur , puis se détendre au niveau du détenteur avant d'entrer dans l'évaporateur , afin de produire le froid désiré.

Ensuite , les vapeurs sortantes de l'évaporateur , passent à travers un absorbeur où elles se mélangent avec la solution pauvre refroidie , formant ainsi une solution riche renvoyée ensuite à la chaudière à l'aide d'une pompe.

La circulation du liquide pauvre s'effectue grâce à la différence de pression qui règne entre la chaudière et l'absorbeur.

Ainsi , en faisant une analogie avec les machines à compression , l'action du compresseur est remplacée par l'ensemble : absorbeur , pompe et chaudière.

L'aspiration des vapeurs par le compresseur est remplacée par l'affinité du dissolvant froid pour le fluide frigorigène dans l'absorbeur , et la compression est remplacée par la tension que prend le gaz sous l'action du chauffage dans la chaudière .

On a intérêt à ce que la solution riche qui rentre dans la chaudière soit aussi chaude que possible , à ce que le liquide qui retourne vers l'absorbeur soit suffisamment refroidie. Pour cela , on place un échangeur à contre -courant .

Cependant les machines à absorption présentent des inconvénients :

Elles ne sont pas économiques étant donné qu'il faut chauffer toute la solution à la température de distillation , elles utilisent de grandes quantités d'eau froide pour le refroidissement. Le réglage est délicat et l'étanchéité des joints

obtenir en raison des grandes variations de pression et des faibles variations de température dans la chaudière et l'absorbeur. La machines à absorption offrent par contre l'avantage incontestable d'assurer l'utilisation convenable des vapeurs d'échappement qui se perdent en abondance dans certaines usines.

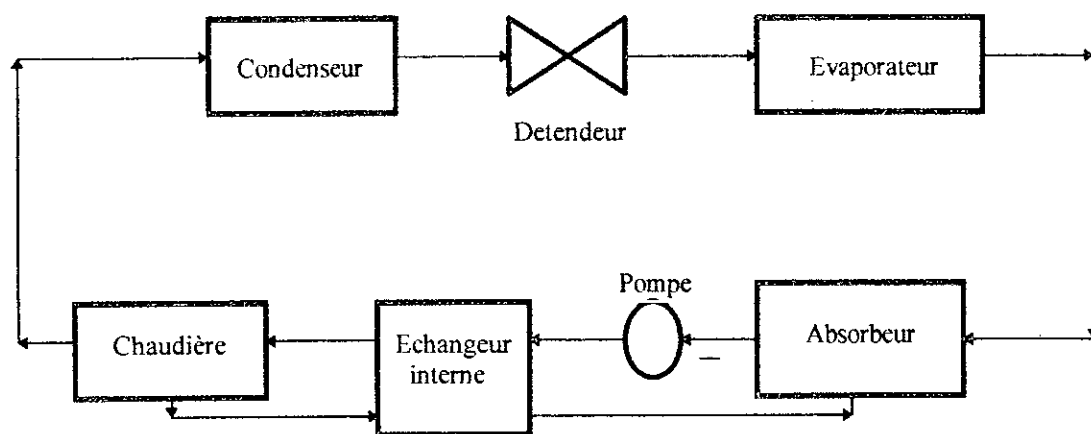


Fig. 2 -Schema de principe d'une installation frigorifique à absorption.

I-3/ MACHINES FRIGORIFIQUES A VAPEUR D'EAU : (fig .3 ,fig 4)

L'eau possédant une chaleur de vaporisation bien plus élevée que celle de l'ammoniac, et ayant un prix de revient insignifiant, est considérée comme un fluide frigorigène de choix. Elle joue un rôle double , elle sert à la fois de fluide frigorigène et de véhicule de froid , on n'a ainsi pas besoin d'échangeurs .

Afin d'illustrer le mode de fonctionnement de ce type de machine, nous allons prendre comme exemple une machine frigorifique à vapeur, à multiple étage (réf : 1). A l'aide d'une pompe l'eau à refroidir est aspirée d'un réservoir d'eau, cette eau tombe en pluie fine dans un réservoir fermé qui forme l'évaporateur, puis se vaporise partiellement sous l'effet du vide créé au moyen d'un éjecteur à vapeur.

De la vapeur provenant d'une chaudière sous pression, est entraînée par un jet de vapeur d'une vitesse de l'ordre du kilomètre par seconde, ainsi ce dernier aspire et entraîne la vapeur qui se forme dans l'évaporateur pour aboutir dans un condenseur. L'évaporation et la condensation s'effectuent en cascade, au niveau de l'évaporateur, le liquide s'écoule par gravité d'un étage à un autre, ainsi chaque évaporateur réalise le tiers de l'abaissement de température désiré.

En bas de l'évaporateur se trouve une pompe qui aspire l'eau refroidie, pour la refouler vers des appareils d'utilisation du froid.

L'installation est telle que :

l'évaporateur le plus chaud placé à la partie supérieure communique par son éjecteur au condenseur le plus chaud, tandis que l'évaporateur le plus froid est relié au condenseur le plus froid. Au niveau du condenseur, la condensation se fait par mélange des vapeurs avec de l'eau aspiré d'un réservoir à l'aide d'une pompe. Un extracteur d'air se trouve à la partie supérieure, afin d'évacuer les vapeurs. De même, une pompe se trouvant en bas du condenseur, aspire l'eau chaude pour la refouler dans des appareils utilisant l'eau chaude.

Les avantages des machines à vapeur d'eau sont : la facilité de leur entretien et leur sûreté de marche. Cependant elles présentent d'importants encombrements (elles sont surtout utilisées dans les navires). Elles peuvent difficilement concurrencer les appareils à gaz liquéfiables, à production d'eau glacée.

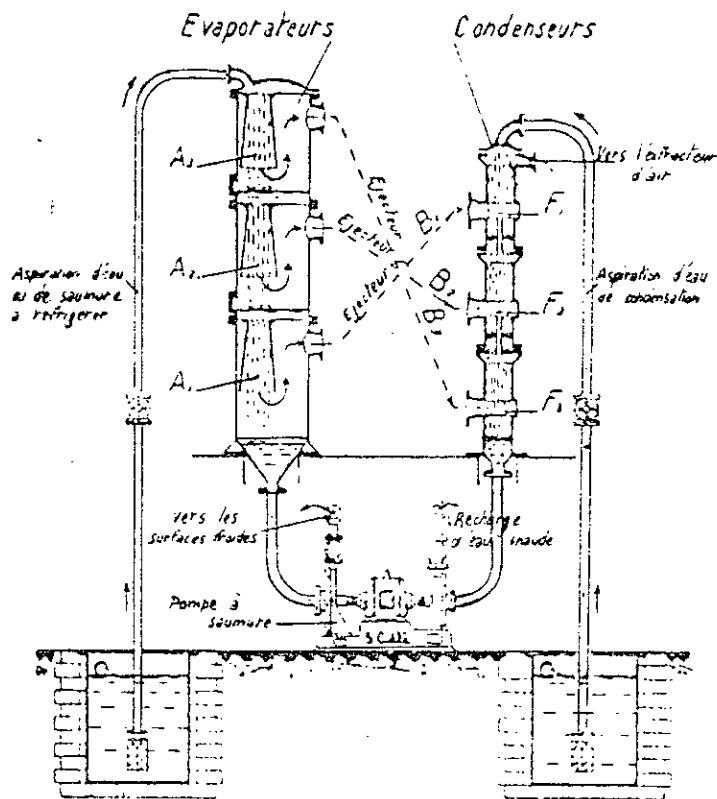


Fig. 3 - SCHEMA DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE A VAPEUR D'EAU, A MULTIPLE ETAGE (SCAM-FOLLAIN)

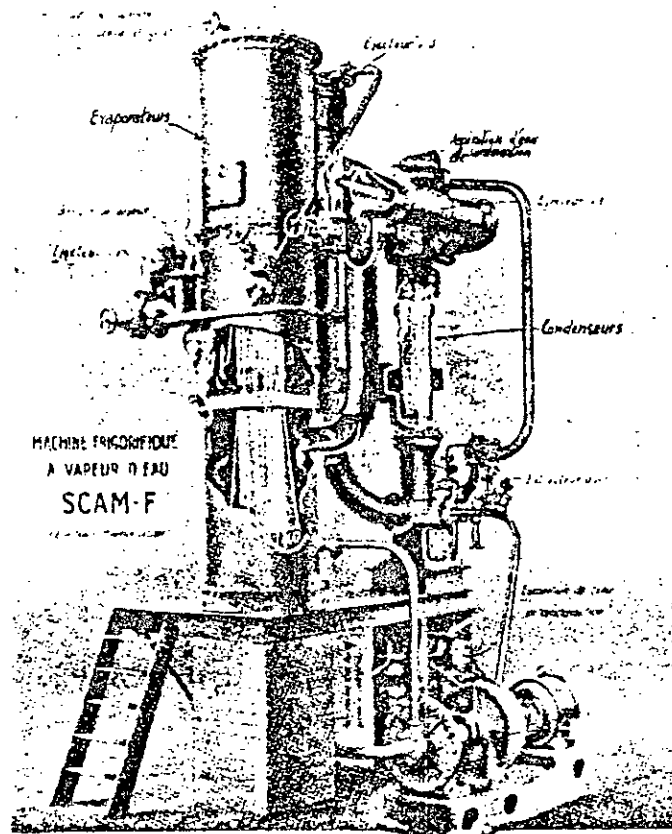


Fig. 4 - VUE EN ELEVATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A VAPEUR D'EAU A MULTIPLE ETAGE (SCAM FOLLAIN)

CHAPITRE II

FLUIDE FRIGORIGENES ET LEURS PROPRIETES

II- FLUIDES FRIGORIGENES ET LEURS PROPRIETES :

La quantité de chaleur nécessaire pour vaporiser l'unité de masse d'un liquide à sa température d'ébullition sous une pression donnée est variable selon la nature de la substance utilisée , c'est ce qu'on appelle la chaleur latente de vaporisation du liquide à une température donnée et sous une pression donnée .

Un liquide absorbera pour se vaporiser d'autant plus de chaleur que sa chaleur latente de vaporisation sera plus grande. Une des premières conditions à remplir par un liquide frigorigène sera une grande chaleur latente de vaporisation. Il faut également que son point d'ébullition soit suffisamment bas pour qu'il se vaporise facilement. Son point de congélation doit être très bas pour qu'il n'y ait aucun risque de solidification dans les conduites.

On exige encore qu'il se liquéfie sous une pression pas trop élevée , que sa chaleur spécifique à l'état de vapeur soit grande et que sa viscosité à l'état liquide soit faible . Il doit être aussi peu coûteux , stable , non toxique , non corrosif , et si possible capable de dissoudre les huiles de graissage et être facilement détecté en cas de fuite des appareils.

On conçoit que dans ces conditions le choix d'un liquide frigorigène soit assez limité, toutefois on utilise presque exclusivement les composés suivants :
(sous la pression atmosphérique)

- Le chlorure de méthyle ($\text{CH}_3 \text{CL}$), bouillant à -23°
- L'ammoniac (NH_3) , bouillant à -34°
- L'anhydride sulfureux (SO_2) , bouillant à -10°

- Des composés organiques chlorofluorés , connus sous le nom de Fréon , et qui comprennent les corps suivants :

CCL_3F , CCL_2F_2 , $CCLF_3$, $CHCL_2F$, $CHCLF_2$, $CCL_2F - CCL_2F$,

$C_2CL_2F_4$

Le plus employé est le Fréon R12 : CCL_2F_2

On utilise plus rarement les hydrocarbures (propane , butane) , étant donné qu'ils présentent le défaut être assez explosibles et que leurs fuites sont difficile à détecter. L'ammoniac est surtout employé pour les grosses installations industrielles, permettant de réaliser facilement des températures relativement basses sans craindre les rentrées d'air , cependant il présente les inconvénients de ne pas dissoudre l'huile , ce qui oblige un appareillage spécial pour le circuit complet de l'huile , et d'attaquer le cuivre et ses alliages .

Dans les installations commerciales , grands restaurants , boucherie, les constructeurs utilisent de préférence l'anhydride sulfureux (SO_2) , et les plus récents sont les composés organiques fluorés , dont le plus connu est le difluorométhane ou Fréon R12 .

Le Fréon R12 étant un gaz incolore , n'est ni toxique ,ni inflammable . Il dégage une odeur douce éthérée qui n'est perceptible que pour des concentrations supérieures à 20% en volume dans l'air . Il n'a pas d'effet sur les produits alimentaires et n'incommode les êtres vivants qu'en très forte proportion (80%).

Son action sur les métaux est relativement nulle , cependant il est recommandable de ne pas utiliser les alliages à base d'aluminium et de magnésium, on recommande l'emploi de cuivre et de l'acier galvanisé. De plus , d'après les spécialistes , la présence de flamme donne naissance à un gaz très toxique (phosgène) , qui tend à s'échapper avec une facilité particulière , ce qui nécessite l'emploi de métaux et d'appareils d'autant plus étanches que les fluides sont imperceptibles.

CHAPITRE III

ELEMENTS CONSTITUTIFS D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE

III - ELEMENTS CONSTITUTIFS D'UNE INSTALLATION

FRIGORIFIQUE :

III - 1/. COMPRESSEUR :

a / Rôle :

C'est une pompe aspirante refoulante . A la sortie de l'évaporateur , il aspire les vapeurs froides à une pression P_1 puis les refoules comprimées et surchauffées à une pression P_2 .Ainsi son action contribue à une élévation de température et de l'enthalpie du fluide frigorigène.

b / Description et fonctionnement :

Actuellement les plus utilisés pour les usages domestiques et commerciaux , sont les motocompresseur hermétiques (fig 5 , fig 6) .La configuration extérieure d'un motocompresseur se présente comme étant une enveloppe en fonte perlitique , constituée de deux parties soudées électriquement , de formes s'apparentant au cylindre et à la sphère . De cette enveloppe sortent deux conduites correspondant à l'aspiration et au refoulement . Sur cette enveloppe sont également placées les bornes de raccordement électrique , tandis qu'à la partie inférieure quatre pattes de fixation sont soudées .

Il existe différentes exécutions de ces motocompresseurs , on les trouve sous les formes de :

- Motocompresseur alternatif à pistons
- Motocompresseur rotatif à palettes

-Motocompresseur magnétique

Toutefois les machines à pistons ont pris nettement l'avantage sur les autres types , et cela vu leurs performances , leurs facilité d'usinage et donc des prix de revient inférieurs.

Pour la description du fonctionnement , nous nous bornerons uniquement sur la partie mécanique du motocompresseur. Et pour simplifier l'analyse , nous considérerons un compresseur à piston monocylindrique. La transformation du mouvement rotatif en mouvement alternatif est assurée par un système classique : arbre excentrique / bielle-piston. La compression du fluide frigorigène se fait suivant différentes phases de fonctionnement que voici : (voir fig 8)

- Phase aspiration :

le cylindre est totalement rempli de vapeurs à la pression d'aspiration P_1 , la position du piston correspond au point mort bas de la course de compression , le clapet d'aspiration est ouvert et celui de refoulement fermé.

- Phase intermédiaire :

Au fur et à mesure que le piston monte dans le cylindre , le volume diminue d'où augmentation de pression .A un moment donné le clapet d'aspiration se ferme et cela dès que la pression devient légèrement supérieure à la pression d'aspiration tandis que le clapet de refoulement reste fermé .

- Phase refoulement :

Toujours en phase ascendante du piston , la pression augmente constamment jusqu'à une valeur légèrement supérieure à la pression de refoulement P_2 , permettant ainsi de vaincre l'inertie du clapet de refoulement qui s'ouvre laissant enfin s'échapper les vapeurs du fluide frigorigène . Puis au cours de la phase descendante du piston , le clapet de refoulement retombe sur son siège , alors que celui de l'aspiration reste fermé jusqu'à ce que les vapeurs soient à une pression légèrement inférieure à la pression d'aspiration P_1 . Le piston continue à descendre jusqu'au point mort bas , le cylindre se remplit de nouveau de vapeurs froides , puis phase compression et ainsi de suite .

c / Classification des compresseurs :

On peut classer les compresseurs suivant le tableau ci-dessous : (tableau 4 ,réf.:2)

	Type de machine	Conception et construction		Mode de compression	
Compresseurs mécaniques	Alternatifs à piston	à simple ou double effet	sans carter	→ horizontaux	→ compression simple → compression simple ou étagée
			à carter ouvert	→ verticaux	
	Alternatifs à piston	à simple effet	à carter fermé		→ compression simple ou étagée
			hermétiques	→ motocompresseur	
	Rotatifs	à simple effet	hermétiques		→ motocompresseur
			accessibles		
Rotatifs	à espace variable	à commande extérieure	→ motocompresseur	→ compression simple	
		hermétiques			
	centrifuges	monoroue multiroue	→ motocompresseur	→ compression simple → compression étagée	

REMARQUE :

Lors de la construction d'un motocompresseur, la réalisation du moteur électrique est réalisé pour développer une puissance déterminée , il se peut que dans certaines conditions de fonctionnement (température de condensation et d'évaporation) il ne puisse entraîner le compresseur .

Le changement de moteur étant impossible, les constructeurs de ces matériels ont réparti leur fabrication en motocompresseur haute pression et motocompresseur basse pression. La température d'évaporation de -10°C est une limite couramment adoptée pour procéder à cette distinction .

Les motocompresseurs haute pression assurent le service pour des températures d'évaporation supérieures à -10°C , et ceux à basse pression pour des températures d'évaporation inférieures à -10°C .

III - 2/ CONDENSEUR :

a / Rôle et fonctionnement :

Le condenseur est un échangeur de chaleur assurant un flux de chaleur au milieu ambiant (atmosphère ou de l'eau) .

Les fonctions internes du condenseur sont :

- La désurchauffe des vapeurs surchauffées jusqu'à la température de condensation .
- La condensation des vapeurs saturées à la température de condensation .
- Le sous refroidissement éventuel du liquide saturé .

Pour les condenseurs atmosphérique , le condenseur est constitué de tubes ailetés , alors que les condenseurs à eau , le condenseur est constitué de tubes lisses .

b / Caractéristiques :

1 / Mode de transmission de chaleur (à travers les parois du tube) :

Il s'effectue essentiellement :

- Par convection du fluide frigorigène à la surface interne du tube .
- Par conduction à travers les parois du tube .
- Par convection de la surface du tube au milieu ambiant .

D'autres éléments perturbateurs s'ajoutent dans l'échange de chaleur , qui sont :

- du calcaire ou de la poussière , qui se dépose sur la surface extérieure du tube .
- huile de lubrification , qui se dépose sur la paroi intérieure du tube .

2 / Coefficient de transfert global : U_e

En admettant que le flux de chaleur est constant , et que les parois sont isothermes , le coefficient de transfert global rapporté à la surface extérieure du tube (A_e) s'exprime par l'expression suivante :

$$U_e = [A_e / A_i 1/h_i + A_e / (2\pi k L) \ln (d_e / d_i) + 1 / h_e + R_f]^{-1}$$

avec : A_i : surface intérieure du tube

h_e : coefficient de convection du fluide extérieure au tube

h_i : coefficient de convection du fluide à l'intérieur du tube

k : conductibilité du tube

L : longueur du tube

R_f : resistance thermique d'encrassement

3/ Écart moyen logarithmique : ΔT_m

Il s'exprime par l'expression suivante :

$$\Delta T_m = (\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}) / \ln (\Delta T_{\max} / \Delta T_{\min})$$

avec $\Delta T_{\max} = T_c - T_e$

$$\Delta T_{\min} = T_c - T_s$$

T_c : température de condensation du fluide frigorigène

T_e : température du fluide refroidisseur à l'entrée du condenseur

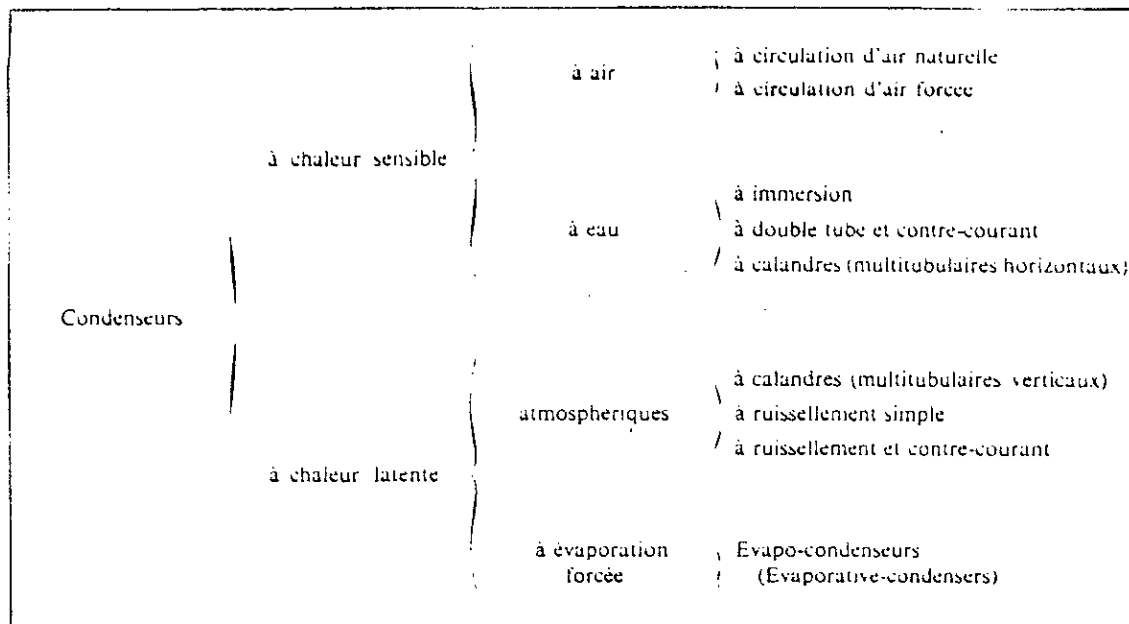
T_s : température du fluide refroidisseur à la sortie du condenseur

4/ Surface d'échange de chaleur : A_e

Connaissant le flux de chaleur (ϕ_{cd}), A_e s'exprime par :

$$A_e = \phi_{cd} / (U_e \Delta T_m)$$

c / Classification du condenseur : (Tableau 14 ,réf.:2)



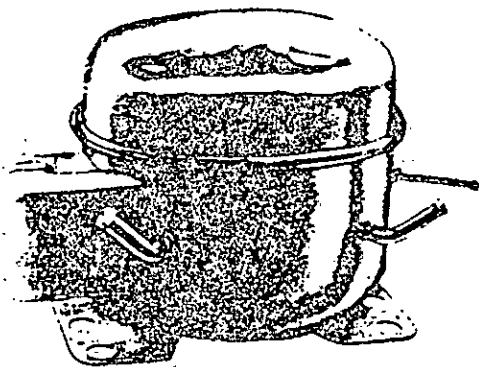


Fig. 5 - MOTOCOMPRESSEUR HERMETIQUE
POUR INSTALLATION COMMERCIALE

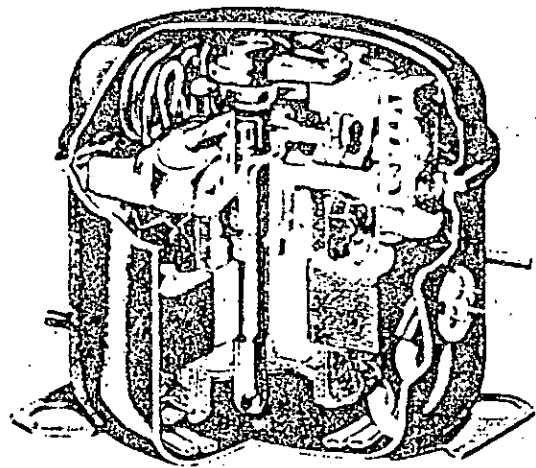


Fig. 7 - MOTOCOMPRESSEUR HERMETIQUE
SERIE AEZ EN COUPE

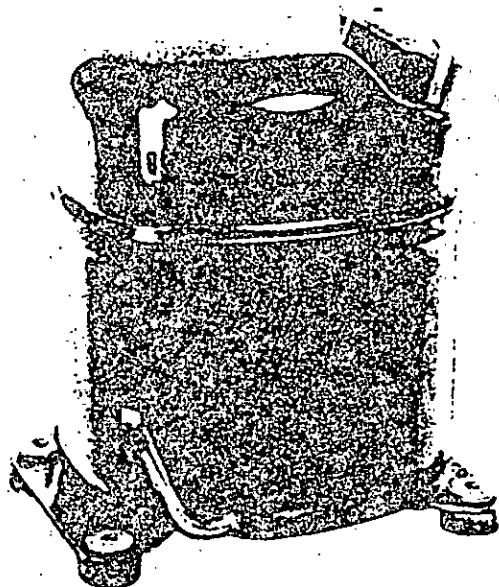
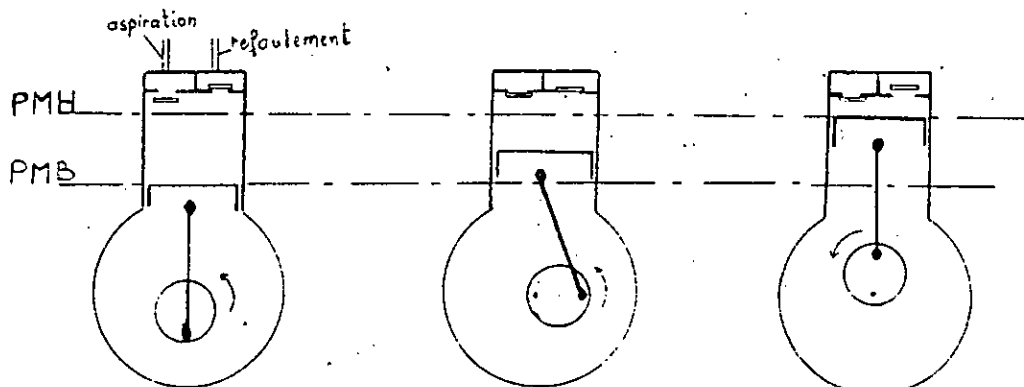


Fig. 6 - MOTOCOMPRESSEUR HERMETIQUE
POUR CONDITIONNEMENT D'AIR



a/- phase aspiration - b/- phase intermédiaire - c/- phase refoulement - 20

Fig. 8 - PHASES DE FONCTIONNEMENT

III - 3/ ÉVAPORATEUR :

a) Rôle et fonctionnement :

C'est un échangeur, assurant le passage du flux de chaleur du milieu à refroidir (eau) au fluide frigorigène, permettant ainsi la vaporisation du frigorigène liquide, pour être vapeur saturée à la sortie de l'évaporateur.

b) Caractéristiques :

1/ Mode de transmission de chaleur :

Il s'effectue de la même manière que celle exposée pour le condenseur, sauf que le passage du flux de chaleur se fait du milieu extérieur (eau ou air) au milieu intérieur (fluide frigorigène).

2/ Débit massique du fluide à refroidir : m_a

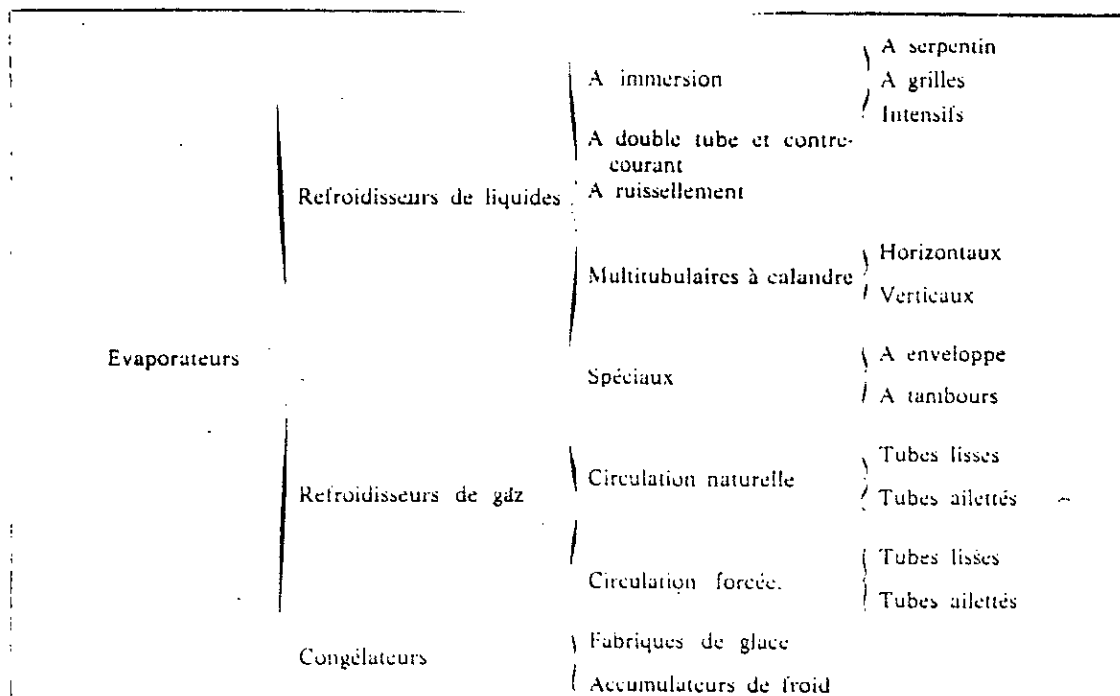
Sachant le flux de chaleur absorbé (Φ), m_a s'exprime par :

$$m_a = \Phi / (C_p \Delta T)$$

avec : C_p : chaleur spécifique du milieu à refroidir

ΔT : écart de température entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur.

c) Classification des évaporateurs : (Tableau 18 , réf.:2)



REMARQUE :

Les mêmes équations du condenseur seront utilisées pour la détermination du coefficient de transfert global et la surface d'échange de chaleur de l'évaporateur.

III - 4/ DÉTENDEUR PRESSOSTATIQUE AUTOMATIQUE :

a) Rôle :

Il est placé avant l'évaporateur, assurant l'alimentation automatique de ce dernier en fluide frigorigène à une pression d'évaporation constante.

b) Fonctionnement : (fig.:9)

A la mise en marche du compresseur, les vapeurs de fluide dans l'évaporateur sont aspirées, ce qui provoque une chute de pression dans l'évaporateur, permettant ainsi l'ouverture du détendeur.

L'action du ressort de réglage dominant les forces de fermeture, maintient le détendeur ouvert, ainsi le fluide est introduit dans l'évaporateur et la pression d'évaporation augmente progressivement jusqu'à la pression de fermeture du détendeur. Le compresseur continuant à aspirer les vapeurs de fluide frigorigène, la pression d'évaporation rechute à nouveau, et le détendeur s'ouvre, puis la pression d'évaporation remonte lentement jusqu'à la fermeture du détendeur, et le cycle continue.

Le fonctionnement du détendeur se résume à l'équilibre des forces en présence :

$$\text{- Force de fermeture : } F_2 = f_2' + f_2$$

où f_2' : poussée du ressort 9 du pointeau

$f_2 = P_e \times S_i$: force exercée sur la face intérieure du soufflet par la pression d'évaporation P_e

- Force d'ouverture : $F_1 = f_1' + f_1$

où f_1 : poussée du ressort réglable 8

$f_1' = Pa \times Se$: force développée sur la surface intérieure du soufflet
par la pression atmosphérique Pa

La prédominance de l'une de ces forces entraînera donc l'ouverture ou la fermeture du détendeur :

Si $F_1 > F_2$ le détendeur est ouvert.

Si $F_1 < F_2$ le détendeur est fermé.

Étant donné, que les forces f_2' du ressort 9 et f_1 du ressort 8 sont constantes, de même pour f_1' (les variations de la pression atmosphérique sont négligeables) ; l'ouverture ou la fermeture du détendeur dépendra que de :

$$f_2. (f_2 = Pe \times Si)$$

Et comme Si est constante, en définitive le fonctionnement dépendra uniquement de la pression d'évaporation Pe . En somme, la sensibilité du détendeur est caractérisée par de faibles variations de pression d'évaporation.

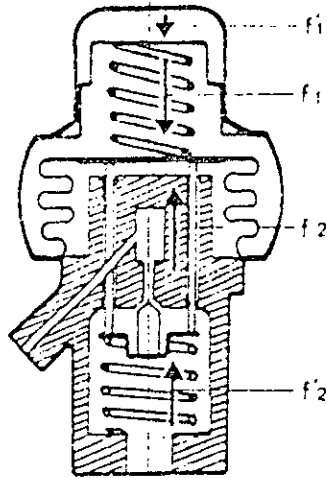


Fig. 9 - DETENDEUR PRESSOSTATIQUE AUTOMATIQUE
SCHEMA DE PRINCIPE

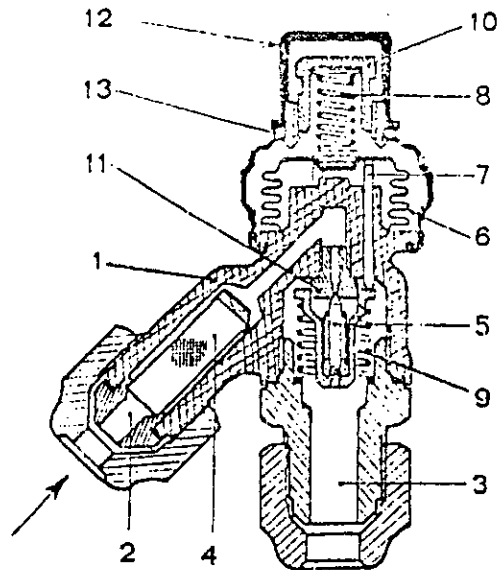


Fig. 10 - DETENDEUR PRESSOSTATIQUE AUTOMATIQUE

- | | |
|------------------------|---------------------------|
| 1. Corps de détendeur | 2. Raccord d'entrée |
| 3. Raccord de sortie | 4. Filtre à liquide |
| 5. Pointeau | 6. Soufflet |
| 7. Tiges coulissantes | 8. Ressort de réglage |
| 9. Ressort de pointeau | 10. Bouton de réglage |
| 11. Siège de pointeau | 12. Capuchon de fermeture |
| 13. Joint d'étanchéité | |

CHAPITRE IV

CYCLES FRIGORIFIQUES

IV - CYCLES FRIGORIFIQUES :

IV - 1/ CYCLE DE CARNOT IDÉAL :

La machine frigorifique fonctionne suivant un cycle fermé dont le principe de base est celui de Carnot pour les moteurs thermiques. Une machine travaillant selon le principe de Carnot décrit un cycle entre deux sources de chaleurs, comportant deux isothermes et deux adiabatiques.

- Diagramme (P,V) :

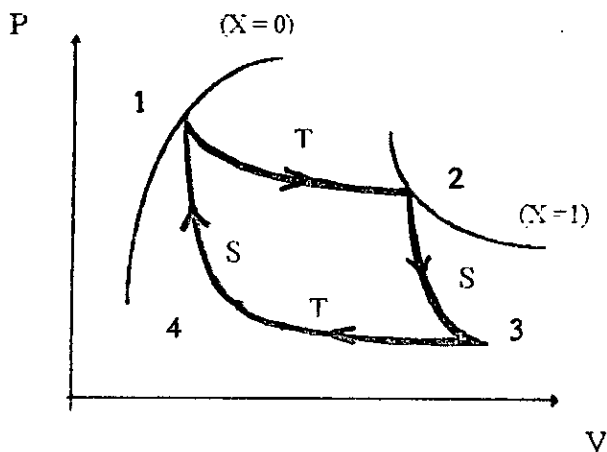


Fig . 11 - Cycle de carnot (moteur thermique)

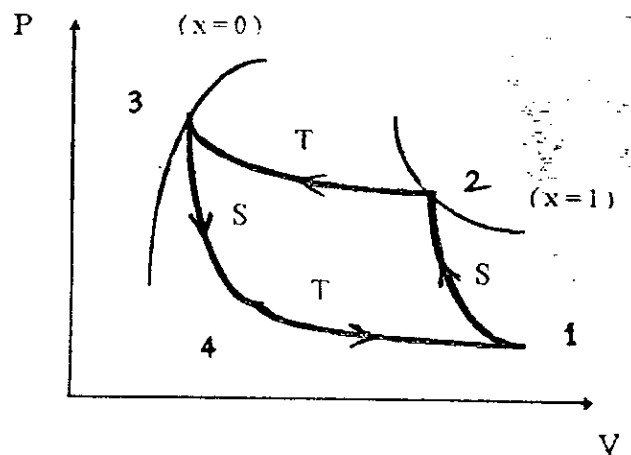


Fig . 12 - Cycle de carnot (machine frigorifique)

- Pour moteur thermique :

1-2 : détente isotherme (vaporisation dans la chaudière)

2-3 : détente adiabatique (détente de piston)

3-4 : compression isotherme (condensation de vapeur dans le condenseur)

4-1 : compression adiabatique (refoulement du mélange eau vapeur dans la chaudière)

- Pour machine frigorifique :

1-2 : compression adiabatique (dans le compresseur)

2-3 : compression isotherme (refroidissement dans le condenseur)

3-4 : détente adiabatique (à travers le détendeur)

4-1 : détente isotherme (vaporisation dans l'évaporateur)

Le moteur thermique idéal étant caractérisé par son rendement de Carnot :

$$\eta_c = (T_c - T_f)/T_c$$

avec T_c : température de la source chaude

T_f : température de la source froide

Tandis que la machine frigorifique idéale est caractérisée par son coefficient de performance :

$$COP_c = T_f/(T_c - T_f)$$

- Cycle réel :(fig.: 13)

Du fait des frottements internes dans le compresseur, la température augmente d'où surchauffe, donc la compression n'est pas adiabatique, et le point 2 sera décalé vers la droite en 2'. La détente du fluide se fait à vitesse réduite à travers un orifice calibré. Le liquide passe de la température T_2 à la température T_1 , sans changer sensiblement de volume. Dans ce cas, la détente est isenthalpique et non adiabatique, et le point 4 sera décalé vers la gauche en 4'.

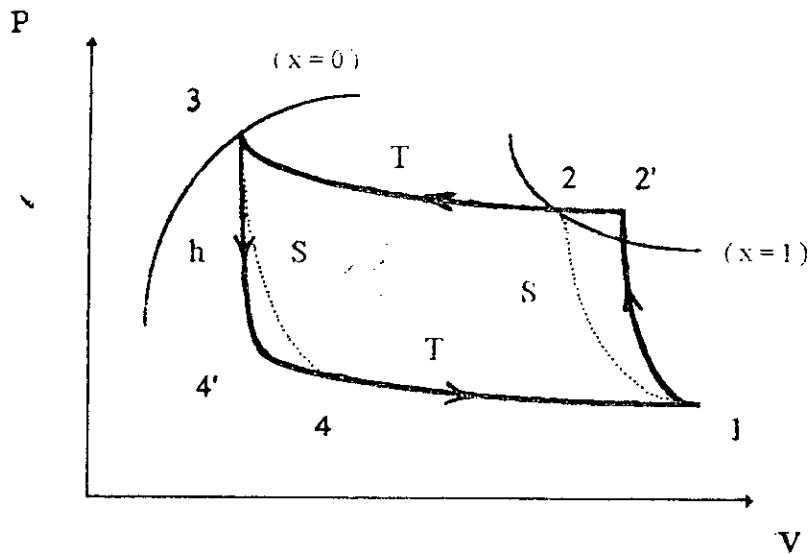


Fig . 13 - Cycle réel de base d'une machine frigorifique

IV - 2/ DIAGRAMME ENTHALPIQUE :

Le diagramme enthalpique permet un usage plus pratique, vu la facilité qu'il procure à déterminer des grandeurs en unités thermiques, et cela par simple lecture.

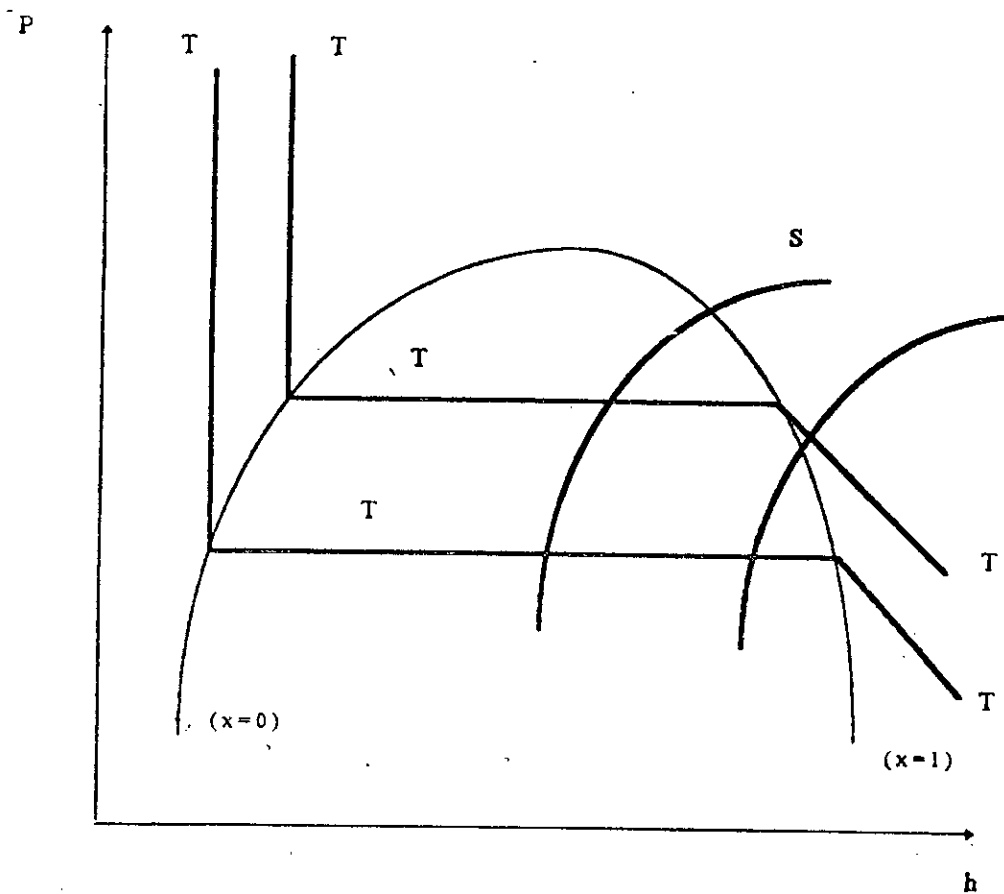


Fig . 14 - Diagramme (P , h) de Mollier (réf . : 2)

Avant de tracer le cycle frigorifique, nous admettons les hypothèses suivantes :

- compression adiabatique.
- pas d'échanges de chaleur entre le fluide frigorigène et le milieu extérieur (dans les conduites).
- on néglige les pertes de charge dues à la circulation du fluide frigorigène.

Le cycle frigorifique sera comme suit :

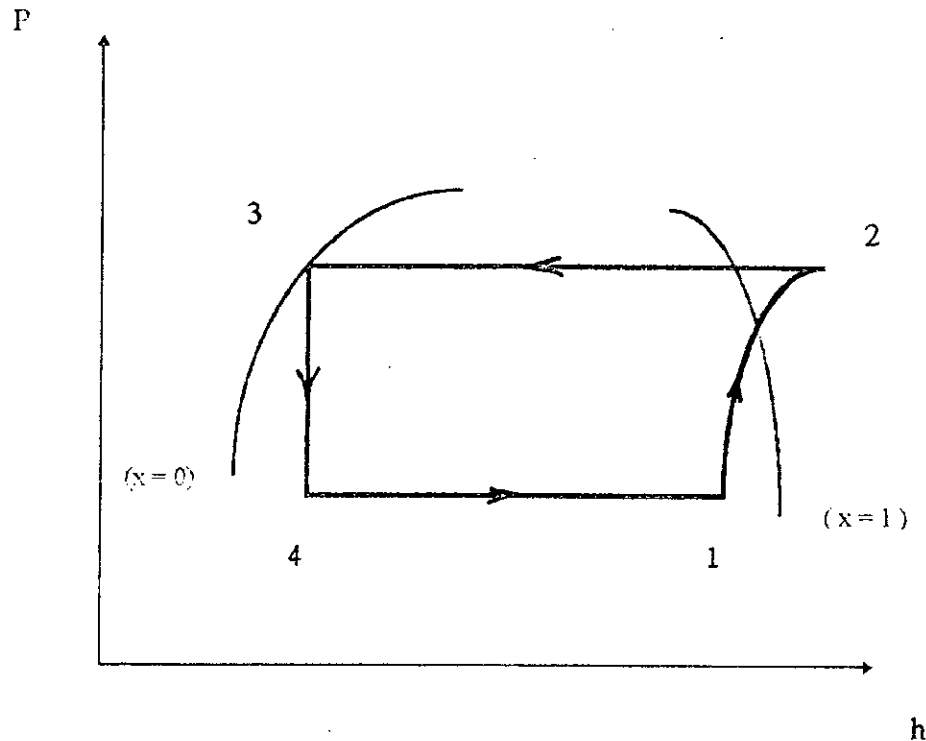


Fig . 15 - Cycle de base d' une machine frigorifique
diagramme (P , h)

- Transformation 1-2 : compression adiabatique dans le compresseur.
- Transformation 2-3 : désurchauffe isobare puis condensation isotherme isobare à travers le condenseur.
- Transformation 3-4 : détente isenthalpique dans le détenteur (le travail thermodynamique de détente est compensé par la vaporisation partielle du liquide).
- Transformation 4-1 : vaporisation isotherme isobare à travers l'évaporateur.

La machine frigorifique est caractérisée par son coefficient de performance défini par :

$$\text{COP} = (h_1 - h_4)/(h_2 - h_1)$$

IV - 3/ RÉGIME DE MARCHE :

Le diagramme enthalpique montre bien que pour des températures de condensation et d'évaporation données, l'augmentation de la production frigorifique massique ($\phi_m = h_1 - h_4$) correspond à l'augmentation de la longueur du segment de droite 1-4.

Il est donc favorable, de ce point de vue, de déplacer le point 1 vers la droite et le point 4 vers la gauche. En ce qui concerne le point 1, il sera situé soit à gauche, soit à droite de la courbe ($x = 1$).

Donc ces deux positions du point 1 définissent deux régimes de marche différents qui sont : marche en régime humide et marche en régime sec.

a/ Régime humide :

Le régime de marche est dit humide lorsque les vapeurs sont humides à l'aspiration et restent humide pendant toute la durée de la compression. Il y a deux possibilités de fonctionnement :

- Lorsque le point (2) (fin de compression) est situé sur la courbe ($x = 1$)₁ alors les vapeurs comprimées sont justes saturées.
- Ou alors le point (2) est situé en (2'), à gauche de la courbe ($x = 1$), les vapeurs sont alors humides en fin de compression.

La courbe (1 - 2) isentropique se déplace alors à gauche pour devenir l'isentropique (1' - 2').

Inconvénients (réf : 2) :

Il se trouve que les vapeurs étant humides en fin de compression, la présence de gouttelettes de liquide risque de provoquer « des coups de liquide », ce qui est nuisible à la bonne tenue du matériel. De plus il y a diminution de ($h_1 - h_1'$) de la production frigorifique massique.

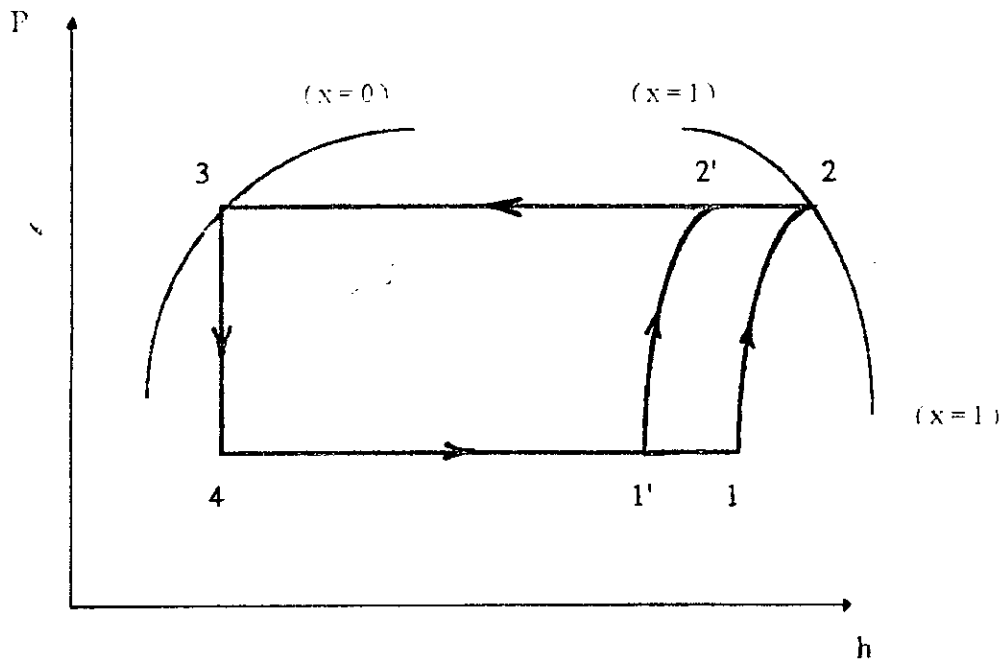


Fig . 16 - Diagramme (P , h)
Régime de marche humide

b / Régime sec :

Pour que le régime de marche soit sec, il suffit que le point (2) (fin de compression) soit à droite de la courbe (x = 1).

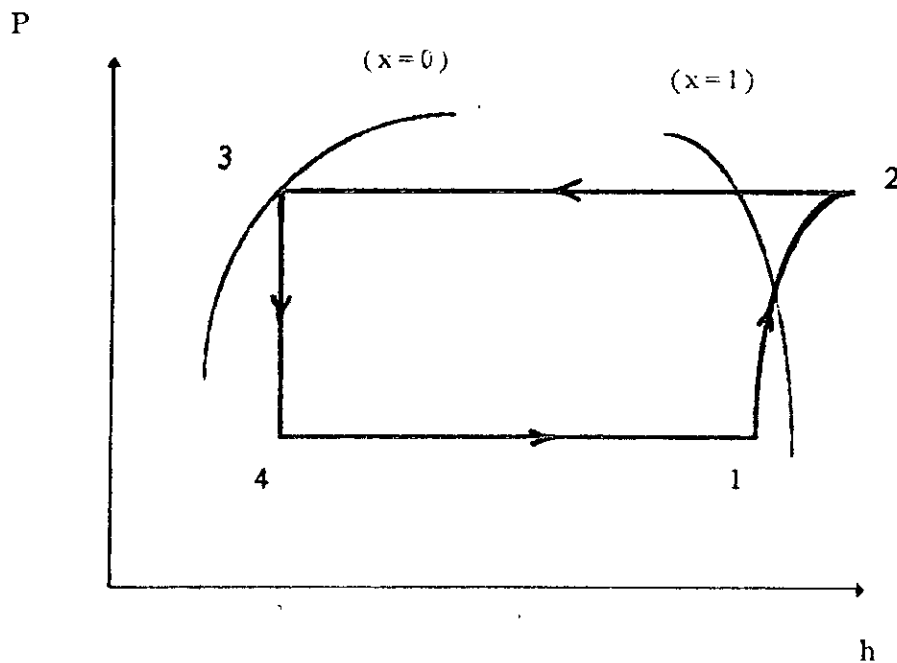


Fig . 17 - Diagramme (P , h)
Régime de marche sec

Avantages :

- Suppression de gouttelettes, donc plus de risque de « coups de liquide ».
- Augmentation de la production frigorifique massique en comparaison avec la marche en régime humide.

Inconvénients :

- L'augmentation de T_2 se qui signifie augmentation de la quantité de chaleur à évacuer à travers le condenseur, d'où augmentation de la surface d'échange si celle-ci est insuffisante.

IV - 4/ PHÉNOMÈNES DE SURCHAUFFE ET DE SOUS-REFROIDISSEMENT :

a / Surchauffe à l'évaporation :

Afin d'augmenter la production frigorifique massique, on déplace le point (1) à droite en (1''), cela correspond à une surchauffe isobare.

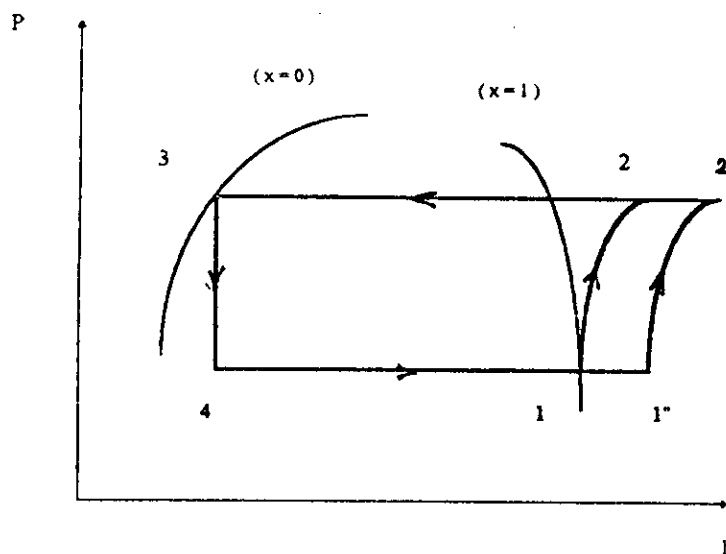


Fig. 18 - Diagramme (P, h)
Marche avec surchauffe

La courbe isentropique (1-2) sera déplacée à droite pour être en (1''-2''); d'où augmentation de la température du point (2) soit T_2'' . Donc augmentation de la quantité de chaleur à évacuer dans le condenseur. Il faudrait s'assurer que cette augmentation de température ne soit pas nuisible aux qualités du lubrifiant du compresseur.

b / Sous-refroidissement :

Il correspond au déplacement du point (3) vers la gauche en (3'), ce qui signifie un refroidissement du liquide condensé au dessous de sa température de condensation ($T_{3'} < T_3$).

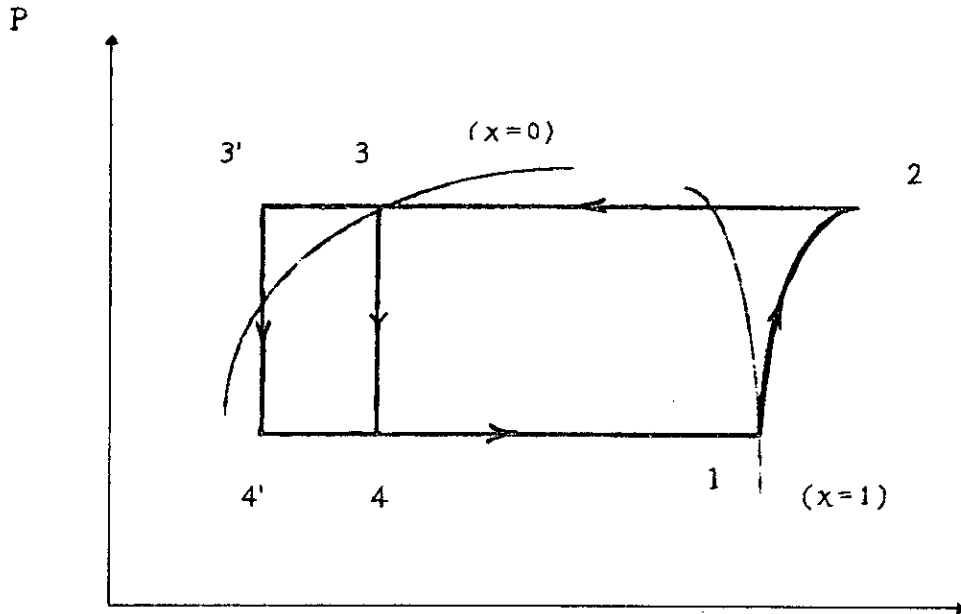


Fig . 19 - Diagramme (P . h)
Marche avec sous-refroidissement

Ce qui entraîne le déplacement du point (4) vers la gauche en (4'), on aura un gain de $(h_4 - h_{4'})$ de production frigorifique massique. Ce sous-refroidissement peut se réaliser dans le condenseur si la surface d'échange est suffisante, sinon on aura recours à un refroidisseur annexe.

REMARQUE :

Les cycles réels travaillent avec ces phénomènes de surchauffe et de sous-refroidissement, pour l'obtention d'une grande production frigorifique et d'un meilleur coefficient de performance.

CHAPITRE V

ETUDE DE LA CONFIGURATION DE L'INSTALLATION

V - ETUDE DE LA CONFIGURATION DE L'INSTALLATION

AVANT PROPOS :

Nous effectuerons une étude thermodynamique afin de déterminer les flux de chaleur au niveau de chaque élément de la tour de refroidissement. Nous opterons pour une configuration illustré par la fig. 20, où au niveau du récupérateur s'effectuent les phénomènes de surchauffe et de sous-refroidissement.

Dans les calculs qui vont suivre, les propriétés thermophysiques du Fréon R12 sont déterminés à partir de la table 3.11 (réf : 10) ; de la table A.3 (réf : 3) pour l'eau ; de la table A.2 (réf : 3) pour l'air.

V - 1/ BESOIN FRIGORIFIQUE :

En relevant les températures extrêmes de l'eau des refroidissement sur le liquéfacteur, on constate :

- une température de 14 °C à l'entrée du liquéfacteur,
- une température de 36°C à la sortie du liquéfacteur.

Et cela pour un débit d'eau de 1,5 m³/h pour les deux liquéfacteurs. La tour de refroidissement en question, aura pour rôle le refroidissement de l'eau de 36°C à 14°C, ensuite être à nouveau conduit vers le liquéfacteur.

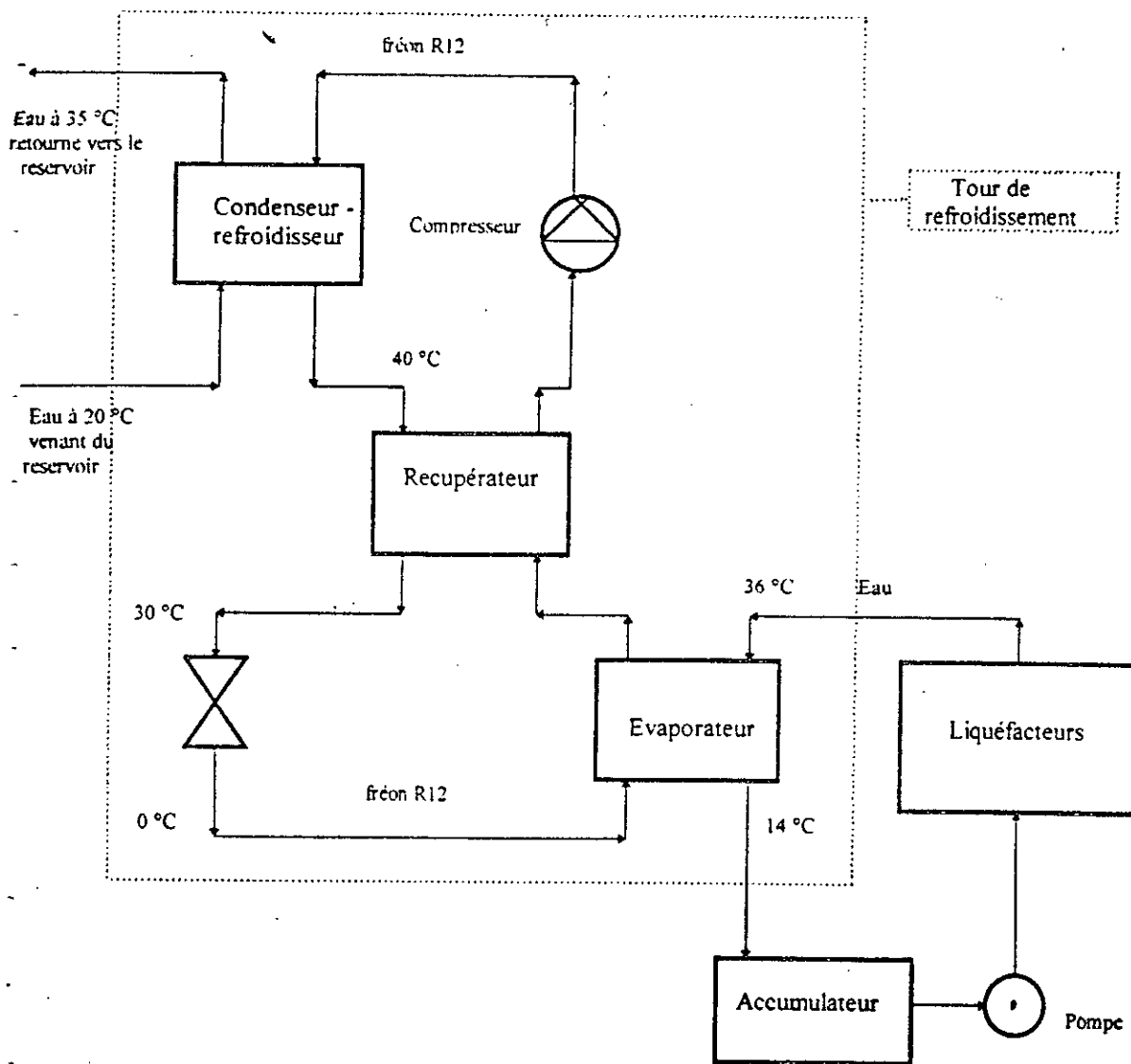


Fig.20 - Schéma global de l'installation .

En sachant qu'à la température moyenne de $(36 + 14)/2 = 25^{\circ}\text{C}$, les propriétés thermophysiques de l'eau sont :

$$\rho_{\text{eau}} = 995,66 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{p_{\text{eau}}} = 0,998 \text{ Kcal/kg } ^{\circ}\text{C}$$

D'où le flux de chaleur à absorber ou en d'autres termes la production frigorifique nette à assurer de la part de la tour de refroidissement aura pour valeur :

$$\phi_{\text{net}} = m_{\text{eau}} C_{p_{\text{eau}}} \Delta T$$

$$= (\rho_{\text{eau}} Q_{\text{eau}}) C_{p_{\text{eau}}} \Delta T$$

$$= 995,66 \times 1,5 \times 0,998 \times (36-14)$$

$$\text{soit : } \phi_{\text{net}} = 32\,792 \text{ Kcal/h} = 38137,1 \text{ W}$$

V - 2/ INSTALLATION AVEC CONDENSEUR A AIR :

On prendra des conditions de fonctionnement suivantes :

- Fluide frigorigène : Fréon R12
- Température ambiante : 30 °C
- Température d'évaporation du Fréon R12 : 0 °C

Sachant que pour les condenseurs à air la température de condensation est supérieure d'environ 15 °C à la température ambiante (réf : 2), d'où la température de condensation du Fréon R12 de 45 °C.

- Un sous-refroidissement de -10 °C dans le récupérateur.

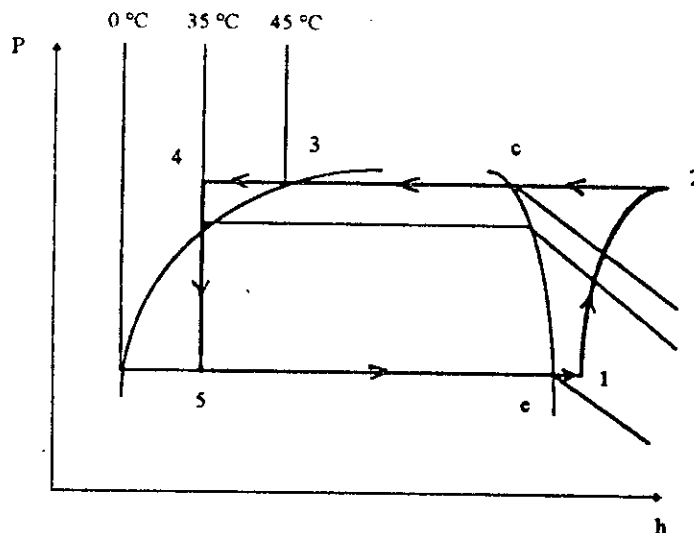


Fig . 21 - Diagramme (P , h)
Marche avec condenseur à air

- Détermination des différents points du cycle :

En utilisant les tables thermodynamiques du Fréon R12 (Table A.3, réf : 11), on trouve les valeurs suivantes :

- point «e» (sortie de l'évaporateur) : $h_e = h_g$ (à 0 °C) = 187,397 KJ/kg
- point «c» (entrée du condenseur) : $h_c = h_g$ (à 45 °C) = 204,722 KJ/kg
- point «3» (sortie du condenseur) : $h_3 = h_L$ (à 45 °C) = 79,647 KJ/kg
- point «4» (entrée du détendeur) : $h_4 = h_L$ (à 35 °C) = 69,494 KJ/kg
- point «5» (entrée de l'évaporateur) : $h_5 = h_4 = 69,494$ KJ/kg

- Calcul du débit de Fréon R12 :

Sachant que la production frigorifique nette est : $\dot{\Phi}_{net} = 32792 \text{ Kcal/h}$

Le débit massique du Fréon R12 aura pour valeur :

$$m = \dot{\Phi}_{net} / (h_e - h_s) = (32792 \times 4,1868) / (187,397 - 69,494)$$

$$\text{soit : } m = 1164,46 \text{ kg/h}$$

- Calcul du flux de chaleur à évacuer à travers le condenseur. Il est exprimé par :

$$\dot{\Phi}_{cd} = 1164,46 \times (204,722 - 79,647) \times 4,1868^{-1}$$

$$\text{soit : } \dot{\Phi}_{cd} = 34\,786,67 \text{ Kcal/h} = 40\,456,90 \text{ W}$$

- Calcul du débit d'air à véhiculer à travers le condenseur .

Sachant que pour les condenseurs à air l'échauffement toléré de l'air est $\Delta T = 6^\circ\text{C}$ (réf : 2). Et qu'à la température de $(30 + 36)/2 = 33^\circ\text{C}$, la chaleur spécifique de l'air est :

$$C_p = 0,24 \text{ Kcal / kg}$$

d'où le débit d'air aura pour valeur :

$$m_{air} = \dot{\Phi}_{cd} / (C_p \cdot \Delta T) = 34786,67 / (0,24 \times 6)$$

$$\text{soit : } m_{air} = 24\,157,41 \text{ kg/h} = 6,71 \text{ kg/s}$$

Connaissant la masse volumique de l'air à 33°C qui est : $\rho_{air} = 1,1533 \text{ kg/m}^3$

Le débit volumique d'air aura pour valeur :

$$Q_{air} = m_{air} / \rho_{air} = 6,71 / 1,1533$$

$$\text{soit } Q_{air} = 5,82 \text{ m}^3/\text{s} = 5\,820 \text{ l/s}$$

CONCLUSION :

L'adoption d'un condenseur à air est à exclure vu l'important débit d'air qu'il engendre, ce qui demande une importante puissance à développer par le ventilateur. On optera donc pour un condenseur à eau.

V.- 3/ INSTALLATION AVEC CONDENSATEUR A EAU :

On prendra des conditions de fonctionnement suivantes :

- Fluide frigorigène : Fréon R12
- Température ambiante : 30 °C
- Température de sortie d'eau du condenseur : 35° C

Sachant que pour les condenseurs à eau, la température de condensation se situe à 5°C au dessus de la température de sortie de l'eau du condenseur (réf :2), d'où la température de condensation du Fréon R12 de : 40° C.

- Température d'évaporation du Fréon R12 : 0°C

a / Diagramme (P , h) :

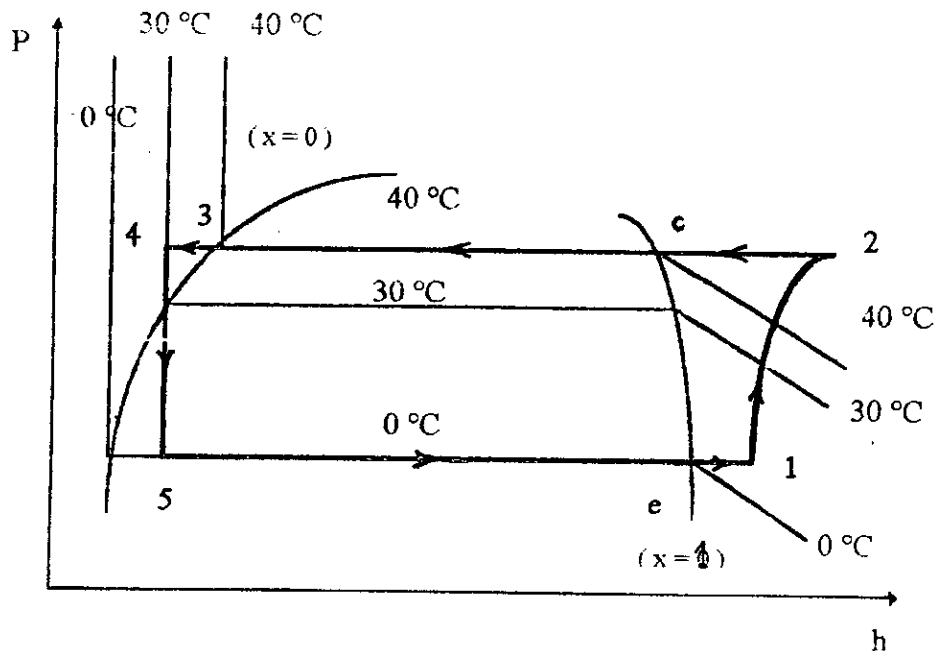


Fig . 22- Diagramme (P , h)
Marche avec condenseur à eau

b / Détermination des différents points du cycle :

En utilisant les tables thermodynamiques du Fréon R12 (table A.3, réf : 11), on trouve les valeurs suivantes :

- point «e» : $h_e = h_g$ (à 0°C) = 187,397 KJ/kg
- point «c» : $h_c = h_g$ (à 40°C) = 203,051 KJ/kg
- point «3» : $h_3 = h_L$ (à 40°C) = 74,527 KJ/kg
- point «4» : $h_4 = h_L$ (à 30°C) = 64,539 KJ/kg
- point «5» : $h_5 = h_4 = 64,539$ KJ/kg
- point «1» : En faisant le bilan thermique dans le récupérateur,

$$\text{on a : } m (h_1 - h_e) = m (h_3 - h_4)$$

$$\text{d'où } h_1 = h_e + (h_3 - h_4) = 187,397 + (74,527 - 64,539) \text{ soit :}$$

$$h_1 = 197,385 \text{ KJ/kg}$$

A partir des tables thermodynamiques du Fréon R12 vapeur surchauffée (table A.7, réf : 9), sachant :

$P_1 = 0,3086$ MPa et $h_1 = 197,385$ KJ/kg, on trouve :

$$T_1 = 15,22^\circ\text{C}$$

$$S_1 = 0,7320 \text{ KJ/kg K}^\circ$$

- point «2» : Sachant que la compression est adiabatique on a $S_2 = S_1 = 0,7320$ KJ / kg.K°. Et connaissant $P_2 = 0,9607$ MPa, à partir des tables thermodynamiques du Fréon R12 vapeur surchauffé (Table A.3, réf : 11), on trouve :

$$T_2 = 61,14^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 219,454 \text{ KJ/kg}$$

- Établissons un tableau illustrant les propriétés thermodynamiques des différents points du cycle :

	1	2	C	3	4	5	e
T(°C)	15,22	61,14	40	40	30	0	0
P(MPa)	0,3086	0,9607	0,9607	0,9607	0,9607	0,3086	0,3086
titre : x			1	0	0	0,19	1
h(KJ/kg)	197,385	219,454	203,051	74,527	64,539	64,539	187,397

c/ Caractéristiques de la machine frigorifique :

- Production frigorifique massique : $\phi_m = h_e - h_5 = 187,397 - 64,539$

soit : $\phi_m = 122,86 \text{ KJ/kg}$

- Débit massique du Fréon R12 : $m = \phi_{net}/(h_e-h_5) = (32\,792 \times 4,1868)/122,86$

soit $m = 1117,48 \text{ kg/h}$

- Travail massique de compression : $W = h_2 - h_1 = 219,454 - 197,385$

soit : $W = 22,07 \text{ KJ/kg}$

- Puissance mécanique théorique de compression : $P_{th} = m.W = 1117,48 \times$

$22,07/3600$

soit $P_{th} = 6,85 \text{ KW}$

- Flux de chaleur dans l'évaporateur :

$\phi_{ev} = \phi_{net} = 32792 \text{ Kcal/h} = 38173,10 \text{ W}$

- Flux de chaleur dans le refroidisseur :

$\phi_{rf} = m (h_2-h_c) = 1117,48 \times (219,454 - 203,051) \times (4,1868)^{-1}$

soit $\phi_{rf} = 4\,378,05 \text{ Kcal/h} = 5091,67 \text{ W}$

- Flux de chaleur dans le condenseur :

$\phi_{cd} = m (h_c - h_3) = 1117,48 \times (203,051 - 74,527) \times (4,1868)^{-1}$

soit $\phi_{cd} = 34\,303 \text{ Kcal/h} = 39\,895,27 \text{ W}$

- Flux de chaleur dans le récupérateur :

$\phi_{rp} = m. (h_3 - h_4) = 1117,48 \times (74,527 - 64,539) \times (4,1868)^{-1}$

soit $\phi_{rp} = 2665,85 \text{ Kcal/h} = 3100,38 \text{ W}$

- Coefficient de performance :

$COP = (h_2 - h_5)/(h_2 - h_1) = 122,86/22,07$

soit $COP = 5,57$

- Coefficient de performance du cycle de Carnot correspondant :

$$\text{COP}_c = T_c / (T_c - T_e) = (0 + 273,15) / (40 - 0)$$

$$\text{soit } \text{COP}_c = 6,83$$

- Le rapport COP/COP_c : $\text{COP}/\text{COP}_c = 82\%$

- Débit d'eau dans le condenseur-refroidisseur :

Sachant que l'eau rentre à 20 °C et sort à 35 °C, à la température $(20 + 35)/2 = 27,50$ °C, l'eau possède les propriétés thermophysiques suivantes :

$$C_p = 0,998 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\rho = 996,40 \text{ kg/m}^3$$

En faisant le bilan thermique, on a :

$$m_{\text{eau}} \cdot C_p \cdot \Delta T = m \cdot (h_2 - h_3) \text{ d'où}$$

$$m_{\text{eau}} = m \cdot (h_2 - h_3) / (C_p \cdot \Delta T)$$

$$= 1117,48 \times (219,454 - 74,527) / (0,998 \times 4,1868 \times (35 - 20))$$

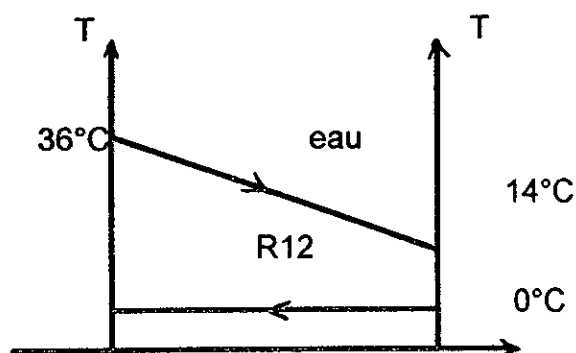
$$\text{soit } m_{\text{eau}} = 2583,96 \text{ kg/h}$$

$$\text{d'où un débit volumique : } Q_{\text{eau}} = m_{\text{eau}} / \rho = 2583,96 / 996,40$$

$$\text{soit } Q_{\text{eau}} = 2,60 \text{ m}^3 / \text{h}$$

d / Calcul des conductances globales (U.A) des échangeurs :

1) Évaporateur :



- profil des températures -

$$\Delta T_m = (\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}) / \ln (T_{\max} / \Delta T_{\min})$$

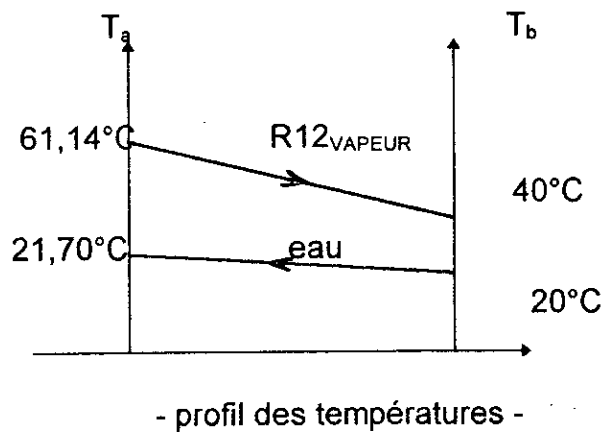
$$= [(36 - 0) - (14 - 0)] / \ln (36 / 14)$$

$$\Delta T_m = 23,29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } (U.A)_{ev} = \varnothing_{\text{net}} / \Delta T_m = 32792 / 23,29$$

$$\text{soit } (U.A)_{ev} = 1407,99 \text{ Kcal/h } ^\circ\text{C} = 1637,49 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

2 / Refroidisseur :



On détermine la température de sortie T_s de l'eau.

En faisant le bilan thermique on a :

$$\varnothing_{\text{rf}} = m_{\text{eau}} C_p (T_s - T_e)$$

$$\text{d'où } T_s = T_e + \varnothing_{\text{rf}} / (m_{\text{eau}} \cdot C_p) = 20 + 4378,05 / (2583,96 \times 0,998)$$

$$\text{soit : } T_s = 21,70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } \Delta T_m = (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln (\Delta T_a / \Delta T_b)$$

$$= [(61,14 - 21,70) - (40 - 20)] / \ln ((61,14 - 21,70) / (40 - 20))$$

$$\Delta T_m = 28,63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

on a $(U.A)_{rf} = \varnothing_{rf} / (F \cdot \Delta T_m)$

avec F - facteur de correction, déterminé à partir de l'abaque (Fig. 11.14, réf : 7)

on a : $Z = \Delta T_{\text{eau}} / \Delta T_{R12} = (21,70 - 20) / (61,14 - 40) \quad Z = 0,08$

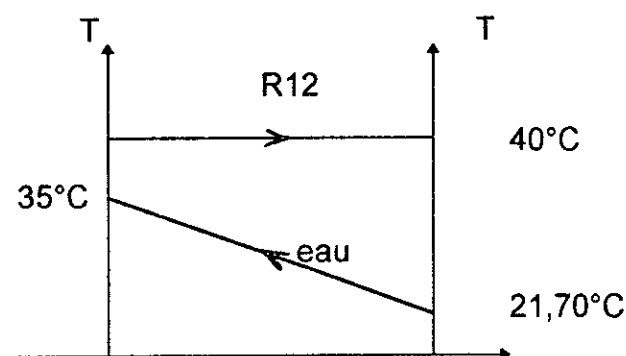
$P = \Delta T_{R12} / \Delta T_{\text{max}} = (61,14 - 40) / (61,14 - 20) \quad P = 0,51$

on trouve $F = 1$

d'où $(U.A)_{rf} = 4378,05 / (1 \times 28,63)$

soit $(U.A)_{rf} = 152,92 \text{ Kcal/h.}^\circ\text{C} = 177,85 \text{ W/}^\circ\text{C}$

3: Condenseur :



- profil des températures -

$\Delta T_m = (\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{min}}) / \ln (\Delta T_{\text{max}} / \Delta T_{\text{min}})$

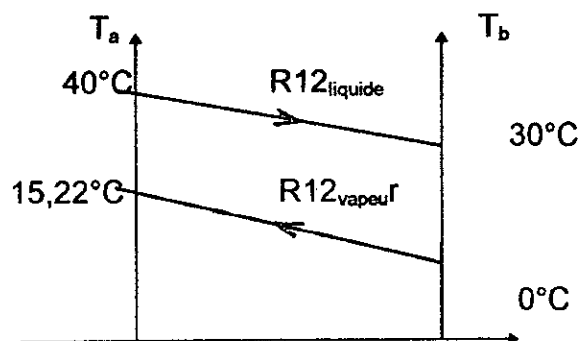
$= [(40 - 21,70) - (40 - 35)] / \ln ((40 - 21,70) / (40 - 35))$

$\Delta T_m = 10,25 \text{ }^\circ\text{C}$

d'où $(U.A)_{cd} = \varnothing_{cd} / \Delta T_m = 34\ 303,76 / 10,25$

$(U.A)_{cd} = 3346,71 \text{ Kcal / h.}^\circ\text{C} = 3892,22 \text{ W / }^\circ\text{C}$

4/ Récupérateur :



- profil des températures -

$$\Delta T_m = (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln (\Delta T_a / \Delta T_b)$$

on trouve : $\Delta T_m = 27,31^\circ \text{C}$

on a $(U.A)_{rp} = \varnothing_{rp} / (F \cdot \Delta T_m)$

on trouve $F = 0,965$ (fig : 11.14, réf : 7)

d'où $(U.A)_{rp} = 2665,85 / (0,965 \times 27,31)$

soit $(U.A)_{rp} = 101,15 \text{ Kcal} / \text{h}^\circ \text{C} = 117,64 \text{ W} / ^\circ \text{C}$

e/Calcul d'efficacité des échangeurs :

L'efficacité « ε » d'un échangeur est définie par :

$$\varepsilon = \varnothing / \varnothing_{\max}$$

où \varnothing : flux de chaleur réel

\varnothing_{\max} : flux de chaleur maximal, défini par :

$$\varnothing_{\max} = (mCp)_{\min} \cdot \Delta T_{\max}$$

avec $\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{fc}$

T_{ce} = température d'entrée du fluide chaud

T_{fe} = température d'entrée du fluide froid

- Pour l'évaporateur :

Pour le Fréon R12, la température est constante (0°C), on aura donc :

$$(m.Cp)_{\min} = (m.Cp)_{\text{eau}}$$

on a : $(m.Cp)_{\text{eau}} = \varnothing_{\text{net}} / \Delta T_{\text{eau}} = 38137,1 / (36 - 14)$

soit $(m.Cp)_{\text{eau}} = 1733,50 \text{ W}/^\circ \text{C}$

d'où $\varepsilon = \varnothing_{\text{net}} / (m.Cp)_{\text{eau}} \cdot \Delta T_{\max} = 38137,1 / (1733,50 \times (36 - 0))$

soit $\varepsilon = 0,61 = 61\%$

CHAPITRE VI

PREDIMENSIONNEMENT DES EQUIPEMENTS

VI - PREDIMENSIONNEMENT DES EQUIPEMENTS :

VI - 1/ PROCEDURE DE CALCUL :

Choix du type de surface des échangeurs :

Notre choix se portera pour un échangeur à courant croisés avec un seul passage de tubes ,où le fluide extérieur s'écoulant perpendiculairement autour des faisceaux de tubes lisses, est brassé. Tandis que le fluide qui s'écoule à l'intérieur des tubes lisses, est non brassé. Les tubes sont disposés en quinconce (fig : 23).

Nous effectuerons le calcul des échangeurs pour deux types de surface dont les dimensions sont illustrées dans le tableau suivant : (réf : 5

	TYPE DE SURFACE	
	S 1.50 - 1.25	S 1.25 - 1.25
Diamètre extérieur des tubes : d_e (mm)	6,35	9,52
Espacement entre lignes : e_L (mm)	9,52	11,91
Espacement entre rangées : e_R (mm)	7,94	11,91
Diamètre hydraulique : D_h (mm)	5,03	3,81

En ce qui concerne le diamètre intérieur d_i des tubes, on le détermine à partir du tableau 21 (dénomination de tubes en cuivre) [réf : 2].

Pour le 1^{er} type de surface (S 1.50 - 1.25) on a : $d_i = 4,35$ mm

Pour le 2^{ème} type de surface (S 1.25 - 1.25) on a : $d_i = 7,52$ mm

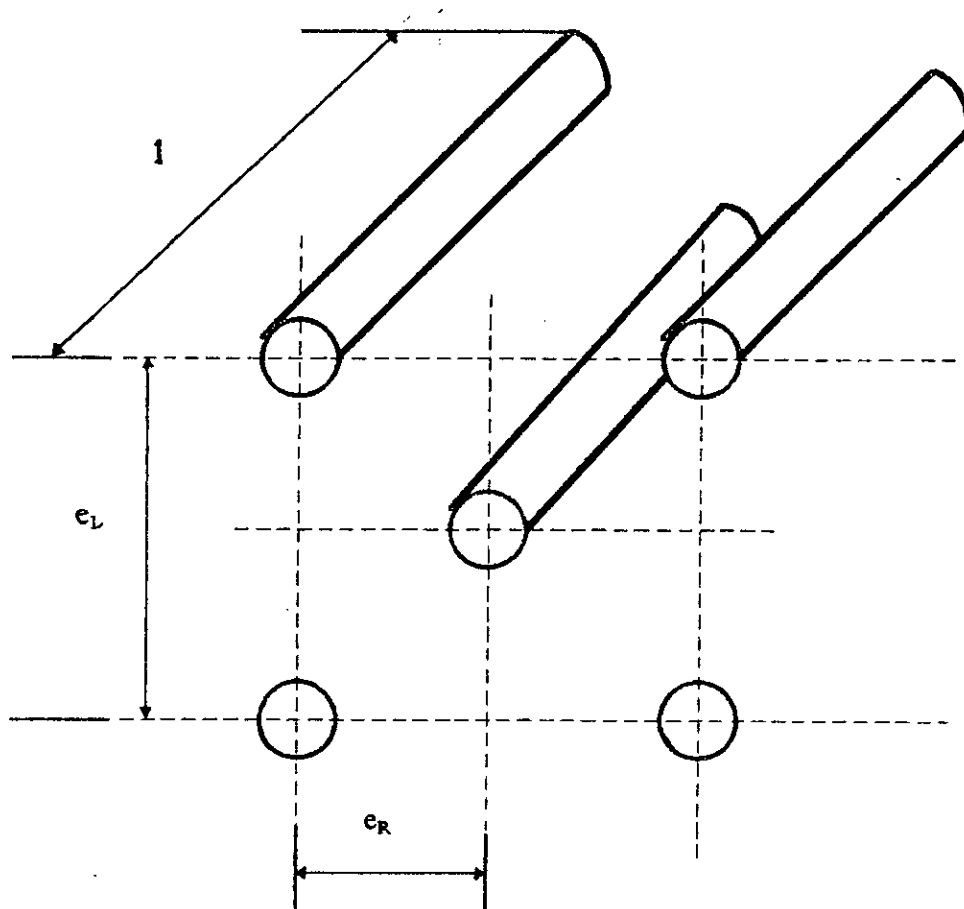


Fig . 23 - Disposition des faisceaux de tubes
(en quinconce)

Les calculs précédents nous donnent pour chaque échangeur de chaleur la valeur :

- du flux de chaleur : Φ
- de la conductance globale : U.A

Établissons le tableau ci-dessous, illustrant les valeurs de Φ et de (U.A) pour chaque échangeur :

	condenseur	refroidisseur	évaporateur	récupérateur
Φ (w)	39895,27	5091,67	38137,10	3100,38
U.A (w/°C)	3892,22	177,85	1637,49	117,64

Nous comptons effectuer une optimisation géométrique pour chaque échangeur, et cela de manière à aboutir à un échangeur de forme cubique. Pour cela déterminons la dimension Z de l'échangeur cubique. Sachant que l'échangeur est défini par les dimensions suivantes :

- hauteur : $N_L e_L$ N_L : nombre de lignes
- profondeur : $N_R e_R$ N_R : nombre de rangées
- longueur : $l = L/(N_L N_R)$ L : longueur totale de tube

Le volume de l'échangeur est donné par l'expression :

$$V = (N_L e_L) (N_R e_R) l = (N_L N_R l) e_L e_R$$

$$= L e_L e_R$$

et d'autre part : $V = Z^3$

on aura donc : $Z^3 = e_L e_R L$

d'où $Z = (e_L e_R L)^{1/3}$

La longueur totale de tube est exprimée par la formule suivante :

$$L = Ae / (\pi de) \quad \text{avec } Ae : \text{surface d'échange extérieure}$$

Le calcul de la surface d'échange extérieure de chaque échangeur, implique le calcul du coefficient de transfert global rapporté à la surface extérieur U_e , qui est déterminé à partir de l'expression suivante :

$$U_e = [Ae / Ai \ 1 / h_i + Ae / (2\pi k_c L) \ln (de / di) + 1 / h_e + R_f]^{-1}$$

$$= [de / di \ 1 / h_i + de / (2k_c) \ln (de / di) + 1 / h_e + R_f]^{-1}$$

avec : h_i : coefficient de convection du fluide à l'intérieur des tubes

h_e : coefficient de convection du fluide extérieur aux tubes

k_c : conductibilité du tube en cuivre

R_f : résistance thermique d'encrassement, $R_f = 0,0002 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{W}$ [réf : 6]

On est ramené au calcul de h_e et h_i , pour cela on est amené à utiliser différentes corrélations que nous citons dans ce qui suit :

On emploie la formule de Grimson [réf : 13] qui est : $h_e de/k = 0,33 \text{ Red}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{1/3}$

avec Re_d : nombre de Reynolds, $Re_d = U_{max} \cdot d_e / \nu$

Pr : nombre de Prandtl, $Pr = \mu C_p / k$

μ (Pa.s) : viscosité dynamique du fluide

ν (m^2 / s) : viscosité cinématique du fluide

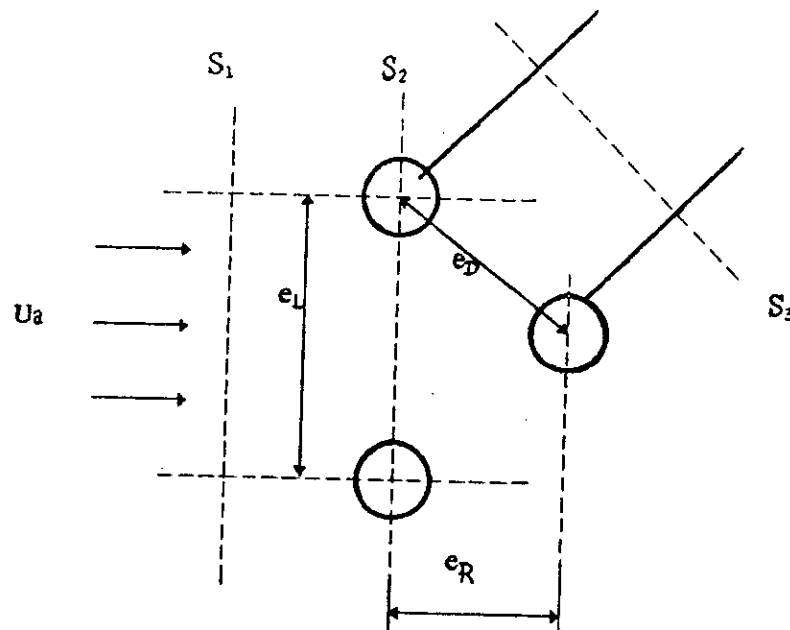
C_p (J / $kg^\circ C$) : chaleur spécifique massique du fluide

k (W / $m^\circ C$) : conductibilité du fluide

les quantités μ , ν , C_p , k sont déterminés à la moyenne arithmétique entre la température de la paroi extérieure et la température moyenne du mélange du fluide.

U_{max} (m/s) : vitesse maximale du fluide, déterminé pour la section de passage minimale, soit transversalement, soit diagonalement.

- Détermination de U_{max} :



En appliquant le principe de conservation de masse entre les sections (1) et (2); nous avons l'équation suivante :

$$\rho_1 U_1 (e_L \cdot l) = \rho_2 U_2 (e_L - d_e) l \quad (1)$$

Étant donné que le fluide est brassé, sa masse volumique ρ est déterminée à la température moyenne du mélange, on considère que ρ est constante.

(1) implique : $U_2 = U_a \cdot e_L / (e_L - d_e)$

En appliquant le principe de conservation de masse entre la section (1) et la section (3), on a l'équation suivante :

$$U_a \cdot e_L = 2 U_3 (e_D - de) \quad (2)$$

$$(2) \text{ implique : } U_3 = U_a \cdot e_L / (2 (e_D - de))$$

avec e_D : espacement diagonal, $e_D = [(e_L / 2)^2 + e_R^2]^{1/2}$

La vitesse maximale à travers la section minimale sera :

$$U_{\max} = \max (U_2, U_3)$$

$$\text{soit } U_{\max} = U_a \cdot e_L / \min[(e_L - de), 2 (e_D - de)]$$

Pour le 1er type de surface (S 1.50 - 1.25), nous avons :

$$e_D = [(e_L / 2)^2 + e_R^2]^{1/2} = [(9,52 / 2)^2 + (7,94)^2]^{1/2} = 9,26 \text{ mm}$$

$$\text{d'où : } 2 (e_D - de) = 2 \times (9,26 - 6,35) = 5,8 \text{ mm}$$

$$\text{on a : } e_L - de = 9,52 - 6,35 = 3,17 \text{ mm}$$

$$\text{donc } e_L - de < 2 (e_D - de)$$

Tandis que pour le 2ème type de surface (S 1.25 - S 1.25); nous avons :

$$e_D = 13,32 \text{ mm}$$

$$2 (e_D - de) = 7,59 \text{ mm}$$

$$e_L - de = 2,39 \text{ mm}$$

$$\text{donc } e_L - de < 2 (e_D - de)$$

Finalement pour les deux types de surface, U_{\max} aura pour expression :

$$U_{\max} = U_a \cdot e_L / (e_L - de)$$

avec U_a : vitesse en amont de la batterie, déterminée par :

$$U_a = Q / S_a \text{ où } Q : \text{débit volumique du fluide}$$

S_a : section de passage en amont de la batterie

$$\text{on a : } S_a = (N_L \cdot e_L)^2, \text{ étant donné que l'échangeur est de forme cubique.}$$

Pour le calcul de h_i :

a) Pour refroidisseur :

On emploie la corrélation de Sieder-Tate (réf : 3), qui est :

(Pour un régime d'écoulement laminaire)

$$h_i d_i / k = 1,86 [(d_i / l) \text{Red} \cdot \text{Pr}]^{1/3} (\mu / \mu_p)^{0,14}$$

avec les restrictions suivantes : $0,48 < \text{Pr} < 16700$

$$d_i / l \cdot \text{Red} \cdot \text{Pr} > 10 \quad (l : \text{longueur d'un tube})$$

Les propriétés thermophysiques du fluide sont déterminés à température du mélange excepté μ_p ; qui est déterminé à la température de la paroi intérieure du tube.

b/ Récupérateur :

On emploie la corrélation de Petukhov (réf : 3) qui est caractérisée par :

$$h_i d_i / k = f/8 \text{Red} \cdot \text{Pr} / [1,07 + 12,07 (f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)] (\mu / \mu_p)^n$$

avec : f : coefficient de frottement

$$f = (1,82 \log_{10} \text{Red} - 1,64)^{-2}$$

pour les liquides : $n = 0,11$ pour $T_{pi} > T_{\text{mélange}}$

$$n = 0,25 \text{ pour } T_{pi} < T_{\text{mélange}}$$

pour les gaz : $n = 0$

avec les restrictions suivantes : $0,5 < \text{Pr} < 2000$

$$10^4 < \text{Red} < 5 \cdot 10^6$$

Les propriétés thermophysiques du fluide sont déterminés à la température du mélange excepté μ_p ; qui est déterminé à la température de la paroi intérieure du tube.

c/ Pour le condenseur :

A l'entrée du condenseur le Fréon R12 est à l'état de vapeur saturée ($x = 1$), et au fur et à mesure que le fluide frigorigène parcourt le condenseur, il y a formation de liquide jusqu'à ce que le Fréon R12 soit à l'état de liquide saturé ($x = 0$) à la sortie du condenseur.

Donc le fluide s'écoulant le long du condenseur est un mélange de liquide et de vapeur, cela correspond à un écoulement biphasique. Pour cela on emploie l'approche d'Akers-Deans et Crosser qui est caractérisée par les formules suivantes : [réf : 3]

$$hi \, di / k_L = 0,0265 \, Pr_L^{1/3} \, Re_m^{0,8} \quad \text{pour } Re_m > 5 \cdot 10^4$$

$$[hi \, di / k_L = 5,03 \, Pr_L^{1/3} \, Re_m^{1/3} \quad \text{pour } Re_m < 5 \cdot 10^4$$

(avec Re_m : nombre de Reynolds du mélange, déterminé par

$$Re_m = di / \mu_L [G_L + G_V (\rho_L / \rho_V)^{1/2}])$$

En prenant un titre $x = (1 + 0) / 2 = 0,5$, on a :

$$\text{la vitesse massique du liquide : } G_L = G (1 - x) = 0,5 \, G$$

$$\text{la vitesse massique de la vapeur : } G_V - G \, x = 0,5 \, G$$

d'où :

$$Re_m = di / \mu_L 0,5 \, G [1 + (\rho_L / \rho_V)^{1/2}]$$

avec G vitesse massique du Fréon R12 défini par :

$$G = m / (S \cdot N_L \cdot N_R)$$

$$\text{avec : } S = \pi / 4 \, di^2$$

Les quantités thermophysiques k_L , μ_L , Pr_L , ρ_L , du liquide ainsi que μ_V , ρ_V de la vapeur sont déterminés à la température moyenne entre la température du mélange et la température de la paroi intérieure.

d/ Pour l'évaporateur :

De même que pour le condenseur, il y a présence des deux phases, liquide et vapeur. Le Fréon R12 entre à l'évaporateur ayant un titre $x = 0,19$, pour en sortir à l'état vapeur saturée ($x = 1$). L'évaporation du fluide frigorigène s'effectue selon le processus d'ébullition. On distingue deux mécanismes d'ébullition :

- ébullition convective
- ébullition nucléée

Pour la détermination de h_i , on emploie la corrélation de Kandlikar pour le transfert de chaleur par ébullition à l'intérieur de tubes horizontaux [réf : 4], qui est caractérisé par la formule suivante :

$$h_i/h_L = C_1 C_0^{c_2} (25Fr)^{c_5} + C_3 B_0^{c_4} F_{fl}$$

avec C_0 : nombre de convection, défini par : $C_0 = ((1 - x) / x)^{0,8} (\rho_v / \rho_L)^{0,5}$

Fr : nombre de froude, défini par : $Fr = G^2 / (\rho_L^2 g di)$

B_0 : nombre d'ébullition, défini par : $B_0 = q / (G H_{ig})$

avec : $q(W / m^2)$: flux de chaleur surfacique

$H_{ig} (J / kg)$: chaleur latente de vaporisation

F_{fl} : paramètre dépendant de la nature du fluide pour le Fréon R12, $F_{fl} = 1,5$

h_L : coefficient de transfert de chaleur pour la phase liquide, déterminé par

l'équation de Dittus-Boelter :

$$h_L = 0,023 Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} (k_L / di)$$

Re_L : nombre de Reynolds de la phase liquide, défini par :

$$Re_L = G di / \mu_L (1 - x)$$

Les valeurs des constantes C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 sont données par le tableau ci-dessous, selon le processus d'ébullition :

Constantes	région ébullition convective	région d'ébullition nucléée
C_1	1,1360	0,6683
C_2	- 0,9	- 0,2
C_3	667,2	1058
C_4	0,7	0,7
C_5	0,3	0,3

Et la valeur du coefficient de transfert de chaleur h_i sera la plus grande valeur h_{iC} et h_{iN} , soit $h_i = \max(h_{iC}, h_{iN})$

avec : h_{iC} : coefficient de transfert de chaleur pour l'ébullition convective

h_{iN} : coefficient de transfert de chaleur pour l'ébullition nucléée.

VI - 2/ CALCUL DE ÉVAPORATEUR :

Données :

- Flux de chaleur : $\Phi = 38137,10 \text{ W}$
- Conductance globale : $(U.A) = 1637,49 \text{ W / } ^\circ\text{C}$
- Fluide s'écoulant à l'intérieur des tubes : (Fréon R12)
- Température d'évaporation : 0°C

Fluide s'écoulant à l'extérieur des tubes : (eau liquide)

- débit d'eau : $Q_{\text{eau}} = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$
- Températures de l'eau :
- à l'entrée de l'évaporateur : 36°C
- à la sortie de l'évaporateur : 14°C

Fluide s'écoulant à l'intérieur des tubes : (Fréon R12)

- débit massique : $m/(N_L.N_R)$ avec : $m = 1117,48 \text{ kg/h}$

N_L : nombre de lignes

N_R : nombre de rangées

a/ Calcul pour le premier type de surface : (S 1.50 - 1.25) :

Après un calcul itératif, on présentera uniquement la dernière itération, sachant que U_e doit appartenir à la plage des valeurs courantes : $280 < U_e < 850 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

(réf : 6)

-En prenant un coefficient de transfert global : $U_e = 387,89 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

surface d'échange : $A_e = (U.A)/U_e = 1637,49/387,89$ $A_e = 4,22 \text{ m}^2$

- Longueur totale de tube :

$$L = Ae/(\pi \cdot de) = 4,22/(\pi \times 6,35 \times 10^{-3}) \quad L = 211,62 \text{ m}$$

- Dimension de l'évaporateur de forme cubique :

$$Z = (e_L \cdot e_R \cdot L)^{1/3} = (9,53 \times 7,94 \times 10^{-6} \times 211,62)^{1/3} \quad Z = 0,252 \text{ m}$$

- Nombre de lignes :

$$N_L = Z/e_L = 0,252/(9,53 \times 10^{-3}) \quad N_L = 26,45$$

- Nombre de rangées :

$$N_R = Z/e_R = 0,252/(7,94 \times 10^{-3}) \quad N_R = 31,75$$

- Choix de N_L et N_R : on prend :

$$N_L = 26 \quad N_R = 32$$

- le titre : $x = (0,19 + 1) / 2 = 0,595$

- Calcul de h_e (corrélation de Grimson) :

En prenant comme température de la paroi extérieure : $T_{pe} = 16,84 \text{ °C}$ et connaissant la température du mélange de l'eau : $T_m = (36+14)/2 = 25 \text{ °C}$

On détermine les propriétés thermophysiques de l'eau à la température :

$$(T_m + T_{pe})/2 = (25 + 16,84)/2 = 20,92 \text{ °C}$$

$$\rho = 998,08 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 0,9836 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,6011 \text{ W/m °C}$$

$$Pr = 6,83$$

- Vitesse de l'eau en amont de la batterie :

$$U_a = Q_{\text{eau}}/S_a = Q_{\text{eau}}/(N_L \cdot e_L)^2 = 1,5 \times 3600^{-1} / (26 \times 9,53 \times 10^{-3})^2$$

$$U_a = 0,0068 \text{ m/s}$$

- Vitesse maximale de l'eau ::

$$U_{\text{max}} = U_a \cdot e_L / (e_L - d_e) = 0,0068 \times 9,53 / (9,53 - 6,35) \quad U_{\text{max}} = 0,0204 \text{ m/s}$$

- Nombre de Reynolds :

$$\text{Red} = U_{\text{max}} \cdot d_e / \nu = 0,0204 \times 6,35 \times 10^{-3} / (0,9836 \times 10^{-6}) \quad \text{Red} = 131,58$$

$$h_e = k/d_e \cdot 0,33 \cdot \text{Red}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{1/3} = 0,6011 / (6,35 \times 10^{-3}) \times 0,33 \times (131,58)^{0,6} \times (6,83)^{1/3}$$

$$h_e = 1107,51 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

- Calcul de h_i (corrélation de Kandlikar) :

- La température de la paroi intérieure T_{pi} s'exprime par :

$$T_{pi} = T_{pe} - \Delta T \left[\frac{1}{2\pi k_c L} \ln(d_e/d_i) + R_f / (\pi d_e L) \right]$$

$$= 16,84 - 38137,10 \times \left[\frac{1}{2\pi \times 385,13 \times 211,62} \ln(6,35 / 4,35) \right]$$

$$+ 0,0002 / (\pi \times 6,35 \times 10^{-3} \times 211,62)]$$

$$T_{pi} = 15,01 \text{ °C}$$

- A la température de $(T_{pi} + T_{ev})/2 = (15,01 + 0)/2 = 7,50 \text{ °C}$, les propriétés thermophysiques du Fréon R12 liquide et du Fréon R12 vapeur, sont respectivement :

$$\rho_L = 1370,52 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_v = 23,35 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{pL} = 0,938 \text{ KJ/kg °C}$$

$$\mu_L = 255,07 \times 10^{-6} \text{ Pa.S}$$

$$k_L = 0,0816 \text{ W/m °C}$$

$$\text{Pr}_L = 2,93$$

- A la température de $7,50 \text{ °C}$, la chaleur latente de vaporisation est :

$$H_{lg} = 147,599 \text{ KJ/kg}$$

- Vitesse massique :

$$G = m / (N_L N_R \pi / 4 d_i^2) = 1117,48 \times 3600^{-1} / (26 \times 32 \times \pi / 4 \times (4,35 \times 10^{-3})^2)$$

$$G = 25,10 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

- Nombre de Reynolds pour le Fréon R12 liquide :

$$Re_L = d_i G / (\mu_L (1-x)) = 4,35 \times 10^{-3} \times 25,10 / (255,07 \times 10^{-6}) \times (1-0,595)$$

$$Re_L = 173,39$$

- Coefficient de convection pour la phase liquide :

$$h_L = 0,023 (Re_L)^{0,8} (Pr_L)^{0,4} (k_L / d_i) = 0,023 \times (173,39)^{0,8} \times (2,93)^{0,4} \\ \times 0,0816 / (4,35 \times 10^{-3})$$

$$h_L = 41,01 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Flux de chaleur surfacique :

$$q = \dot{Q} / (\pi d_e L) = 38137,10 / (\pi \times 6,35 \times 10^{-3} \times 211,62) \quad q = 9033,74 \text{ W/m}^2$$

- Nombre d'ébullition :

$$Bo = q / (G H_{fg}) = 9033,74 / (25,10 \times 147,599 \times 10^3) \quad Bo = 2,44 \times 10^{-3}$$

- Nombre de Froude :

$$Fr = G^2 / (\rho_L^2 g d_i) = (25,10)^2 / ((1370,52)^2 \times 9,81 \times 4,35 \times 10^{-3})$$

$$Fr = 7,86 \times 10^{-3}$$

- Nombre de convection :

$$Co = ((1-x)/x)^{0,8} (\rho_v / \rho_L)^{0,5} = [(1-0,595) / 0,595]^{0,8} \times (23,35 / 1370,52)^{0,5}$$

$$Co = 9,59 \times 10^{-2}$$

- Calcul de hi_c / h_L :

$$hi_c / h_L = 1,136 Co^{-0,9} (25 Fr)^{0,3} + 667,2 Bo^{0,7} 1,5 \\ = 1,136 \times (9,59 \times 10^{-2})^{-0,9} \times (25 \times 7,86 \times 10^{-3})^{0,3} + 667,2 \times (2,44 \times 10^{-3})^{0,7} \\ \times 1,5$$

$$hi_c / h_L = 20,58$$

- Calcul de hi_N/h_L :

$$hi_N/h_L = 0,6683 Co^{-0,2} (25 Fr)^{0,3} + 1058 Bo^{0,7} 1,5$$
$$= 0,6683 \times (9,59 \times 10^{-2})^{-0,2} \times (25 \times 7,86 \times 10^{-3})^{-0,3} + 1058 \times (2,44 \times 10^{-3})^{0,7} \times 1,5$$

$$hi_N/h_L = 24,18$$

$$hi = \max (hi_N/h_L, hi_C/h_L) \times h_L = 24,18 \times 41,01 \quad hi = 991,68 \text{ W/m}^2$$

$$Ue = [de/di \ 1/hi + de/(2k_c) \ln (de/di) + 1/he + Rf]^{-1}$$
$$= [6,35/4,35 \times 1/991,68 + 6,35 \times 10^{-3}/(2 \times 385,13) \times \ln (6,35/4,35) + 1/1107,51 + 0,0002]^{-1}$$

$$Ue = 387,89 \text{ W/m}^2 \text{ C}^\circ$$

$$Ae = (U.A)/Ue = 1637,49/387,89 \quad Ae = 4,22 \text{ m}^2$$

$$T_{pe} = T_{meau} - \Delta T / (he Ae) = 25 - 38137,10 / (1107,51 \times 4,22) \quad T_{pe} = 16,84 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Géométrie de l'évaporateur :

Sachant que le nombre de lignes est de rangées sont respectivement :

$N_L = 26$, $N_R = 32$, l'évaporateur aura :

$$\text{une hauteur de : } N_L \cdot e_L = 26 \times 9,53 \times 10^{-3} = 0,248 \text{ m}$$

$$\text{une profondeur de : } N_R \cdot e_R = 32 \times 7,94 \times 10^{-3} = 0,254 \text{ m}$$

$$\text{une longueur de : } L/(N_L \cdot N_R) = 211,62/(26 \times 32) = 0,254 \text{ m}$$

$$\text{un volume de : } V = 0,248 \times 0,254 \times 0,254 = 16,10^{-3} \text{ m}^3 = 16 \text{ L}$$

- Calcul des pertes de pression dans l'évaporateur :

a) Perte de pression externe : (eau liquide)

Elle s'exprime par : (référence :12)

$$\Delta P_{ext} = \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot N_R \cdot F_d \cdot 1/\rho \cdot G^2$$

avec : λ : Coefficient de frottement.

N_R : nombre de rangées.

F_d : facteur de profondeur, fonction du nombre de rangées.

ρ : masse volumique du mélange

G : Vitesse massique déterminée pour la section minimale $G = \rho \cdot U_{\max}$

- Coefficient de traînée (fig. 13, réf :8) : $C_x = 1,482$ pour $Re_d = 131,58$

d'où $\lambda = 4 C_x = 4 \times 1,482$ $\lambda = 5,928$

$$F_d = 1$$

$$\rho = 998,08 \text{ kg/m}^3$$

$$U_{\max} = 0,0204 \text{ m/s}$$

d'où $\Delta P_{\text{ext}} = \frac{1}{2} \times 5,928 \times 32 \times 1 \times 998,08 \times (0,0204)^2$ $\Delta P_{\text{ext}} = 39,40 \text{ Pa}$

b/ Perte de pression interne : (Fréon R12)

Elle s'exprime par :

$$\Delta P_{\text{int}} = \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot L/di \cdot 1/\rho \cdot G^2$$

λ déterminé par la formule de Poiseuille : $\lambda = 64/Re_m$

En utilisant la même expression de Re_m utilisé pour le condenseur :

$$Re_m = di/\rho_L \cdot [G_L + G_v \cdot (\rho_L/\rho_v)^{1/2}]$$

$$\text{avec : } G_L = G \cdot (1 - x) = 25,10 \times (1 - 0,595) = 10,17 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

$$G_v = G \cdot x = 25,10 \times 0,595 = 14,93 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

$$\text{d'où } Re_m = 4,35 \times 10^{-3} / (255,07 \times 10^{-6}) \times [10,17 + 14,93 \times (1370,52/23,35)^{1/2}]$$

$$Re_m = 2124,13$$

$$\text{d'où } \lambda = 64/2124,13 = 0,030$$

$$L = 211,62 \text{ m}$$

$$G = 25,10 \text{ kg/m}^2 \text{ S}$$

$1/\rho = V$: volume massique qu'on détermine à la température

$$(T_{pi} + T_{ev})/2 = (15,01 + 0)/2 = 7,50 \text{ }^\circ\text{C}$$

A partir des tables thermodynamiques du Fréon R12, on a à la température de 7,50 °C :

$$V_L = 0,000729 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_{Lg} = 0,043471 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{d'où } V = x V_{Lg} + V_L = 0,595 \times 0,043471 + 0,000729$$

$$V = 0,026 594 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{d'où } \Delta P_{\text{int}} = \frac{1}{2} \times 0,030 \times 211,62 / (4,35 \times 10^{-3}) \times 0,026594 \times (25,10)^2$$

$$\text{soit } \Delta P_{\text{int}} = 12226,15 \text{ Pa} = 0,122 \text{ bar}$$

c) Calcul pour le deuxième type de surface : (S 1.25 - 1.25)

Même procédure de calcul que celle exposée pour le premier type de surface, on trouve les grandeurs suivantes :

- Coefficient de transfert global : $U_e = 375,46 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$
- Surface d'échange : $A_e = 4,36 \text{ m}^2$
- Longueur totale de tube : $L = 145,82 \text{ m}$
- Température de la paroi extérieure : $T_{pe} = 17,29 \text{ }^\circ\text{C}$
- Nombre de lignes et de rangées : $N_L = N_R = 23$

- Géométrie de l'évaporateur :

L'évaporateur aura :

$$\text{une hauteur de : } N_L \cdot e_L = 0,274 \text{ m}$$

$$\text{une profondeur de : } N_R \cdot e_R = 0,274 \text{ m}$$

$$\text{une longueur de : } L / (N_L \cdot N_R) = 0,276 \text{ m}$$

$$\text{un volume de : } V = 20,7 \text{ L}$$

$$\text{- Perte de pression externe (eau) : } \Delta P_{\text{ext}} = 49,52 \text{ Pa}$$

$$\text{- Perte de pression interne (Fréon R12) : } \Delta P_{\text{int}} = 0,015 \text{ bar}$$

d) Tableaux recapitulatifs des resultats obtenus lors du calcul de l'évaporateur pour les deux types de surface :

	Type de surface	
	S 1.50 - 1.25	S 1.25 - 1.25
Coefficient de transfert global (W/m ² °C)	387.89	375.46
Surface d'échange de chaleur (m ²)	4.22	4.36
Longueur de tube totale (m)	211.62	145.82
Volume de l'évaporateur (litres)	16	20.7
Perte de pression interne (Fréon R12) (bar)	0.122	0.015
Perte de pression externe (eau) (bar)	$39,40 \cdot 10^{-5}$	$49,52 \cdot 10^{-5}$

CONCLUSION :

Le choix du type de surface pour l'évaporateur se portera sur le deuxième type de surface (S 1.25 - 1.25), étant donné qu'il présente de plus faibles pertes de pression interne par rapport au premier type de surface.

VI - /3 CALCUL DU CONDENSEUR-REFROIDISSEUR :

- Données :
- Flux de chaleur : $\dot{Q} = 44986,94 \text{ W}$
 - Conductance globale du condenseur : $(U.A)_{cd} = 3892,22 \text{ W/}^\circ\text{C}$
 - Conductance globale du refroidisseur : $(U.A)_{rf} = 137,85 \text{ W/}^\circ\text{C}$
 - Fluide s'écoulant à l'extérieur des tubes : (eau liquide)

Il est caractérisé par :

- débit d'eau : $Q_{\text{eau}} = 2,6 \text{ m}^3/\text{h}$
- températures de l'eau :
 - à l'entrée de l'échangeur : $20 \text{ }^\circ\text{C}$
 - à la sortie de l'échangeur : $35 \text{ }^\circ\text{C}$
- Fluide s'écoulant à l'intérieur des tubes : (Fréon R12)

Il y a deux types d'écoulement :

a) écoulement monophasique du Fréon R12 (vapeur) dans le refroidisseur avec des températures :

- à l'entrée du refroidisseur : $61,14 \text{ }^\circ\text{C}$
- à la sortie du refroidisseur : $40 \text{ }^\circ\text{C}$

b) écoulement biphasique du Fréon R12 (liquide-vapeur) dans le condenseur :

avec :

- une température de condensation du Fréon R12 : $40 \text{ }^\circ\text{C}$
- un titre : $x = 0,5$
- un débit massique : $m/(N_L N_R)$ avec $m = 1117,48 \text{ kg/h}$

CALCUL DU CONDENSEUR-REFROIDISSEUR POUR LE 1^{ER} TYPE DE SURFACE (S 1.50 - 1.25) :

Après un calcul itératif, voici la dernière itération, sachant que : $280 < U_e < 850$ ($\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$) (réf : 6):

- En prenant un coefficient global de transmission : $U_e = 415,53 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$
- Surface d'échange du condenseur :

$$A_d = (U.A)_{cd} / U_e = 3892,22 / 415,53 \qquad A_d = 9,37 \text{ m}^2$$

- Surface d'échange du refroidisseur :

$$A_{rf} = (U.A)_{rf}/U_e = 177,85/415,53 \quad A_{rf} = 0,42 \text{ m}^2$$

- Surface d'échange de l'échangeur :

$$A_e = A_d + A_{rf} \quad A_e = 9,79 \text{ m}^2$$

- Longueur totale de tube :

$$L = A_e/(\pi \cdot d_e) = 9,79/(\pi \cdot 6,35 \cdot 10^{-3}) \quad L = 490,99 \text{ m}$$

- Dimension de l'échangeur de forme cubique :

$$Z = (e_L \cdot e_R \cdot L)^{1/3} = (9,53 \times 7,94 \times 10^{-6} \times 490,99)^{1/3} \quad Z = 0,334 \text{ m}$$

$$\text{- Nombre de lignes : } N_L = Z/e_L = 0,334/(9,53 \cdot 10^{-3}) \quad N_L = 35,01$$

$$\text{- Nombre de rangées : } N_R = Z/e_R = 0,334/(7,94 \cdot 10^{-3}) \quad N_R = 42,02$$

- Choix N_L et de N_R : on prend : $N_L = 35$

$$N_R = 42$$

- Calcul de h_e : (corrélation de Grimson)

En prenant $T_{pe} = 31,49 \text{ }^\circ\text{C}$, et connaissant la température du mélange $(20 + 35) / 2 = 27,50^\circ\text{C}$. On détermine les propriétés thermophysiques de l'eau à la température :

$$(27,50 + 31,49)/2 = 29,50 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho = 995,84 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu = 0,8105 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,6143 \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$\text{Pr} = 5,49$$

$$U_a = Q_{\text{eau}}/(N_L \cdot e_L)^2 = 2,6 \times 3600^{-1}/(35 \times 9,53 \times 10^{-3})^2 \quad U_a = 0,0065 \text{ m/s}$$

$$U_{\text{max}} = U_a \cdot e_L/(e_L - d_e) = 0,0065 \times 9,53/(9,53 - 6,35) \dots U_{\text{max}} = 0,0195 \text{ m/s}$$

$$\text{Re}_d = U_{\text{max}} \cdot d_e/\nu = 0,0195 \times 6,35 \times 10^{-3}/(0,8105 \times 10^{-6}) \quad \text{Re}_d = 152,74$$

$$h_e = k/d_e \cdot 0,33 (\text{Re}_d)^{0,6} (\text{Pr})^{1/3} = 0,6143/(6,35 \cdot 10^{-3}) \times 0,33 \times (152,74)^{0,6} \times (5,49)^{1/3} \quad h_e = 1150,86 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Calcul de h_i du condenseur : h_{icd}

Température de la paroi intérieure :

$$\begin{aligned} T_{pi} &= T_{pe} + \Delta T \left[\frac{1}{2\pi k_c L} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{R_f}{\pi d_e L} \right] \\ &= 31,49 + 44986,44 \times \left[\frac{1}{2\pi \times 383,64 \times 490,99} \ln \left(\frac{6,35}{4,35} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{0,0002}{\pi \times 6,35 \times 10^{-3} \times 490,99} \right] \\ T_{pi} &= 32,42 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

On détermine les propriétés thermophysiques du Fréon R12 vapeur et du Fréon R12 liquide à la température : $(32,42 + 40)/2 = 36,21^\circ\text{C}$

Pour le Fréon R12 vapeur :

$$\begin{aligned} \rho_v &= 50,51 \text{ kg/m}^3 \\ \mu_v &= 13,57 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s} \end{aligned}$$

Pour le Fréon R12 liquide :

$$\begin{aligned} \rho_L &= 1266,04 \text{ kg/m}^3 \\ \mu_L &= 204,708 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s} \\ h_L &= 0,1617 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k_L &= 0,0720 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \\ Pr &= 2,85 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Re_m &= d_i / \mu_L [G_L + G_v (\rho_L / \rho_v)^{1/2}] \\ \text{avec : } G_L &= G (1-x) = G (1-0,5) = 0,5 G \\ G_v &= G \cdot x = 0,5 G \end{aligned}$$

$$Re_m = d_i / \mu_L 0,5 \cdot G [1 + (\rho_L / \rho_v)^{1/2}]$$

$$\begin{aligned} \text{on a } G &= m / (N_L N_R \cdot \pi / 4 d_i^2) = 1117,48 \times 3600^{-1} / (35 \times 42 \times \pi / 4 \times (4,35 \cdot 10^{-3})^2) \\ G &= 14,21 \text{ kg/m}^2\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{d'où } Re_m &= 4,35 \cdot 10^{-3} / (204,708 \cdot 10^{-6} \times 0,5 \times 14,21 [1 + (1266,04 / 50,51)^{1/2}]) \\ Re_m &= 906,77 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{icd} &= k_L / d_i 5,03 Re_m^{1/3} Pr^{1/3} = 0,0720 / (4,35 \cdot 10^{-3} \times 5,03 \times (906,77)^{1/3}) \\ &\quad \times (2,85)^{1/3} \qquad h_{icd} = 1142,90 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

-On détermine les propriétés thermophysiques du Fréon R12 vapeur à la température :

$$(61,14 + 40)/2 = 50,57^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 14,58 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$C_p = 0,797 \text{ KJ/kg } ^{\circ}\text{C}$$

$$k = 0,01256 \text{ W/m } ^{\circ}\text{C}$$

$$Pr = 0,92$$

- La viscosité dynamique à la température de la paroi intérieure

$$T_{pi} = 32,42^{\circ} \text{ C}$$

$$\mu_p = 13,34 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$Red = d_i/\mu\nu G = 4,35 \cdot 10^{-3}/(14,58 \cdot 10^{-6}) \times 14,21$$

$$Red = 4240,26$$

$$(l = L/(N_L \cdot N_R) = 490,99/(35 \times 42) = 0,33 \text{ m}$$

$$\text{d'où } d_i/l \text{ Red.Pr} = 4,35 \cdot 10^{-3}/0,33 \times 4240,26 \times 0,92 = 51,06 > 10)$$

$$h_i = 1,86 k/d_i [d_i/l \text{ Red Pr}]^{1/3} (\mu/\mu_p)^{0,14}$$

$$= 1,86 \times 0,01256/(4,35 \cdot 10^{-3}) \times [4,35 \cdot 10^{-3}/0,33 \times 4240,26 \times 0,92]^{1/3}$$

$$\times (14,58/13,34)^{0,14}$$

$$h_{if} = 20,18 \text{ W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

- on effectuera une moyenne pondérée par rapport aux surfaces , h_i est déterminée par l'expression suivante : $h_{ii} = (h_{icd} \cdot A_{cd} + h_{if} A_{rf})/A_e$

$$h_i = (1142,40 \times 9,37 + 20,18 \times 0,42)/9,79$$

$$h_i = 1093,84 \text{ W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$U_e = [d_e/(d_i h_i) + d_e/(2k_c) \ln(d_e/d_i) + 1/h_e + R_f]^{-1}$$

$$= [6,35/(4,35 \times 1093,84) + 6,35 \times 10^{-3}/(2 \times 383,64) \ln(6,35/4,35)$$

$$+ 1/1150,86 + 2 \cdot 10^{-4}]^{-1}$$

$$U_e = 415,53 \text{ W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

- Pour $4000 < \text{Re}_d < 10^5$, $\lambda_{rf} = 0,3164 \text{Re}_d^{-1/4}$, (ref : 8)

$$\text{soit } \lambda_{rf} = 0,3164 \times (4240,26)^{-1/4} \quad \lambda_{rf} = 0,039$$

$$L_{rf} = A_{rf}/(\pi d e) = 0,42/(\pi \times 6,35 \times 10^{-3}) \quad L_{rf} = 21,05 \text{ m}$$

$\rho_{rf} = 57,362 \text{ kg/m}^3$ masse volumique du Fréon R12 vapeur déterminée à la température $(T_{pi} + T_m)/2 = (32,42 + 50,57)/2 = 41,492 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{d'où } \Delta P_{int,rf} = 12 \times 0,039 \times 21,05 / (4,35 \times 10^{-3}) \times (14,21)^2 / 57,362$$

$$\text{soit } \Delta P_{int,rf} = 332,17 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{int,cd} = 1/2 \lambda_{cd} L_{cd} / d_i \cdot 1/\rho_{cd} G^2$$

$$\lambda_{cd} = 64/\text{Re}_m = 64/906,77 \quad \lambda_{cd} = 0,071$$

$$L_{cd} = A_d / (\pi d e) = 9,37 / (\pi \times 6,35 \times 10^{-3}) \quad L_{cd} = 469,7 \text{ m}$$

$$G = 14,21 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$1/\rho_{cd} = V_{cd}$: Volume massique qu'en détermine à la température:

$$(T_{pi} + T_c)/2 = (32,42 + 40)/2 = 36,21 \text{ }^\circ\text{C}$$

A partir des tables thermodynamiques du Fréon R12, à $36,21^\circ\text{C}$ on a :

$$V_L = 0,000789 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_{Lg} = 0,019254 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{d'où } V_{cd} = 0,5 V_{Lg} + V_L$$

$$= 0,5 \times 0,019254 + 0,000789$$

$$\text{soit } V_{cd} = 0,010416 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{d'où } \Delta P_{int,cd} = 1/2 \times 0,071 \times 469,70 / (4,35 \times 10^{-3}) \times 0,010416 \times (14,21)^2$$

$$\text{soit } \Delta P_{int,cd} = 8062,11 \text{ Pa}$$

$$\text{Finalement : } \Delta P_{int} = \Delta P_{int,rf} + \Delta P_{int,cd} = 332,17 + 8062,11$$

$$\text{soit } \Delta P_{int} = 8394,28 \text{ Pa} = 0,0839 \text{ bar}$$

c /- Calcul du Condenseur-refroidisseur pour le 2ème type de surface : (S 1.25 - 1.25)

Même démarche à suivre, on trouve les grandeurs suivantes :

- $U_e = 302,09 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

- $A_e = 13,47 \text{ m}^2$

- $L = 450,48 \text{ m}$

- Géométrie :

Sachant que $N_L = 33$, $N_R = 34$, le Condenseur-refroidisseur aura :

- une hauteur de : $N_L \cdot e_L = 0,393 \text{ m}$

- une profondeur de : $N_R \cdot e_R = 0,405 \text{ m}$

- une longueur de $L/(N_L \times N_R) = 0,401 \text{ m}$

- un volume de : $V = 63,9.L$

- Perte de pression externe (eau liquide)

$\Delta P_{\text{ext}} = 51,60 \text{ Pa} = 51,60 \times 10^{-5} \text{ bar}$

- Perte de pression interne (Fréon R12) :

$\Delta P_{\text{int}} = 1124,01 \text{ Pa} = 0,0112 \text{ bar}$

d / Tableau récapitulatif des résultats obtenus lors du calcul du condenseur-refroidisseur pour les deux types de surfaces :

	TYPE DE SURFACE	
	S.1.50-1.25	S.1.25-1-25
Coefficient de transfert global ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)	415,53	302,09
Surface d'échange de chaleur (m^2)	9,79	13,47
Longueur de tube totale (m)	490,99	450,48
Volume du Condenseur-refroidisseur (litres)	37,1	63,9
Perte de pression interne (Fréon R12) (bar)	0,0839	0,0112
Perte de pression externe (eau) (bar)	$46,80 \cdot 10^{-5}$	$51,60 \cdot 10^{-5}$

- CONCLUSION

Le choix du type de surface pour le Condenseur-refroidisseur se portera sur le deuxième type de surface (S 1.25-1.25), vu qu'il présente de plus faibles pertes de pression interne par rapport au premier type de surface.

VI - 4/ CALCUL DU RÉCUPÉRATEUR :

Données : - Flux de chaleur : $\dot{Q} = 3100,38 \text{ W}$

- Conductance globale : $(U.A) = 117,64 \text{ W/}^\circ\text{C}$

- Fluide s'écoulant à l'extérieur des tubes : (Fréon R12 liquide)

- débit massique : $m = 1117,48 \text{ kg/h}$

avec des températures :

- à l'entrée du récupérateur : 40°C

- à la sortie du récupérateur : 30°C

- Fluide s'écoulant à l'intérieur des tubes : (Fréon R12 vapeur)

- débit massique : $m/(N_L.N_R)$ avec $m = 1117,48 \text{ kg/h}$

avec des températures :

- à l'entrée du récupérateur : 0°C

- à la sortie du récupérateur : $15,22^\circ\text{C}$

a/ - Calcul pour le premier type de surface (S 1.50-1.25) :

Après un calcul itératif, voici la dernière itération :

- En prenant un coefficient de transfert global : $U_e = 48,43 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

- Surface d'échange :

$$A_e = (U.A)/U_e = 117,64/48,43$$

$$A_e = 2,43 \text{ m}^2$$

- Longueur totale de tube :

$$L = A_e/(\pi d_e) = 2,43/(\pi \times 6,35 \times 10^{-3})$$

$$L = 121,76 \text{ m}$$

- Dimension du récupérateur de forme cubique :

$$Z = (e_L.e_R.L)^{1/3} = (9,53 \times 7,94 \times 10^{-6} \times 121,76)^{1/3}$$

$$Z = 0,210 \text{ m}$$

- Nombre de lignes et de rangées :

$$N_L = Z/e_L = 0,210/(9,53 \times 10^{-3}) \quad N_L = 22,00$$

$$N_R = Z/e_R = 0,210/(7,94 \times 10^{-3}) \quad N_R = 26,40$$

- Choix de N_L et de N_R : on prend $N_L = 22$ et $N_R = 26$

- Calcul de h_e (corrélation de Grimson) :

En prenant $T_{pe} = 30,10^\circ\text{C}$, et sachant que $T_m = (40 + 30)/2 = 35^\circ\text{C}$,

à la température $(T_{pe} + T_m)/2 = (30,10 + 35)/2 = 32,55^\circ\text{C}$,

les propriétés thermophysiques du Fréon R12 liquide sont :

$$\left[\begin{array}{l} \rho_L = 1279,94 \text{ kg/m}^3 \\ C_{pL} = 0,994 \text{ KJ/kg } ^\circ\text{C} \\ \mu_L = 210,80 \times 10^{-6} \text{ Pa.s} \\ \nu_L = 0,1647 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k_L = 0,0732 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \\ Pr_L = 2,86 \end{array} \right.$$

- Vitesse du Fréon R12 liquide en amont de la batterie :

$$U_a = m/(\rho_L \cdot S_a) = m/(\rho_L \cdot (N_L \cdot e_L)^2) = 1117,48 \times 3600^{-1} / (1279,94 \times (22 \times 9,53 \times 10^{-3})^2) \quad U_a = 0,0055 \text{ m/s}$$

Vitesse maximale du Fréon R12 liquide :

$$U_{\max} = U_a \cdot e_L / (e_L - d_e) = 0,055 \times 9,53 / (9,53 - 6,35) \quad U_{\max} = 0,0166 \text{ m/s}$$

Nombre de Reynolds : -

$$Red = U_{\max} \cdot d_e / \nu_L = 0,0166 \times 6,35 \times 10^{-3} / (0,1647 \times 10^{-6}) \quad Red = 638,82$$

$$h_e = k_L / d_e \cdot 0,33 \cdot (Red)^{0,6} \cdot (Pr_L)^{1/3} = 0,0732 / (6,35 \times 10^{-3}) \times 0,33 \times (638,82)^{0,6} \times (2,86)^{1/3} \quad h_e = 260,52 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Calcul de h_i (corrélation de Petukhov) :

A la température $T_m = (0 + 15,22)/2 = 7,61 \text{ }^\circ\text{C}$, les propriétés thermophysiques du Fréon R12 vapeur sont :

$$\rho_v = 23,42 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{pv} = 0,645 \text{ KJ/kg }^\circ\text{C}$$

$$\mu_v = 11,98 \times 10^{-6} \text{ Pa.S}$$

$$\nu_v = 0,51 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{S}$$

$$k_v = 0,00943 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Pr_v = 0,82$$

- Vitesse massique :

$$G = m/(N_L \cdot N_R \cdot \pi/4 \cdot d_i^2) = 1117,48 \times 3600^{-1} / (22 \times 26 \times \pi/4 \times (4,35 \cdot 10^{-3}))$$

$$G = 36,52 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- Nombre de Reynolds : $Red = d_i \cdot G/\mu_v$

$$= 4,35 \times 10^{-3} \times 36,52 / (11,98 \times 10^{-6})$$

$$Red = 13261,41$$

- Coefficient de frottement :

$$f = (1,82 \log_{10} Red - 1,64)^{-2}$$

$$= (1,82 \times \log_{10} (13261,41) - 1,64)^{-2} \quad f = 0,0291$$

$$hi = k_v / d_i \cdot f / 8 \cdot Red \cdot Pr_v / [1,07 + 12,7 (f / 8)^{1/2} \cdot (Pr_v^{2/3} - 1)]$$

$$= 0,00943 / (4,35 \times 10^{-3}) \times (0,0291 / 8) \times 13261,41 \times 0,82 / [1,07 + 12,7 \times (0,0291 / 8)^{1/2} \times (0,82^{2/3} - 1)]$$

$$hi = 87,91 \text{ W:m }^\circ\text{C}$$

- Coefficient de transfert global :

$$Ue = [d_e / d_i \cdot 1/hi + d_e / (2k_c) \ln (d_e / d_i) + 1/he + Rf]^{-1}$$

$$= [6,35/4,35 \times 1/87,91 + 6,35 \times 10^{-3} / (2 \times 384,51) \times \ln (6,35/4,35) + 1/260,52 + 0,0002]^{-1} \quad Ue = 48,43 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Surface d'échange :

$$Ae = (U \cdot A) / Ue = 117,64 / 48,43$$

$$Ae = 2,43 \text{ m}^2$$

- Température de la paroi extérieure :

$$T_{pe} = T_m (R12L) - \Delta / (he \cdot Ae) = 35 - 3100,38 / (260,52 \times 2,43)$$

$$T_{pe} = 30,10 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Géométrie :

Sachant que $N_L = 22$ et que $N_R = 26$, le récupérateur aura :

- une hauteur de : $N_L \cdot e_L = 22 \times 9,53 \times 10^{-3} = 0,210$ m
- une profondeur de : $N_R \cdot e_R = 26 \times 7,94 \times 10^{-3} = 0,206$ m
- une longueur de : $L/(N_L \cdot N_R) = 121,76/(22 \times 26) = 0,213$ m
- un volume de : $V = 0,210 \times 0,206 \times 0,213 = 9,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 9,2$ L

- Calcul des pertes de pression :

a) Perte de pression externe : (Fréon R12 liquide)

$$\Delta P_{\text{ext}} = \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot N_R \cdot F_d \cdot \rho \cdot U_{\text{max}}^2$$

- Coefficient de traînée (fig. 13, ref : 8) : $C_x = 1,201$ pour $Re_d = 638,81$

$$\text{d'où } \lambda = 4 C_x = 4 \times 1,201 = 4,804$$

$$N_R = 26$$

$$F_d = 1$$

$$\rho = 1279,94 \text{ kg/m}^3$$

$$U_{\text{max}} = 0,0166 \text{ m/s}$$

$$\text{d'où } \Delta P_{\text{ext}} = \frac{1}{2} \times 4,804 \times 26 \times 1 \times 1279,94 \times (0,0166)^2$$

$$\Delta P_{\text{ext}} = 22,04 \text{ Pa} = 22,04 \times 10^{-5} \text{ bar}$$

- Perte de pression interne : (Fréon R12 vapeur)

$$\Delta P_{\text{int}} = \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot L/d_i \cdot 1/\rho \cdot G^2$$

$$\lambda = f = 0,0291$$

$$L = 121,76 \text{ m}$$

$$G = 36,52 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

ρ : masse volumique qu'on détermine à la température $(T_{pi} + T_m)/2$

$$T_{pi} = T_{pe} - \Delta T \left[\frac{1}{2\pi k_i L} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{R_f}{\pi d_e L} \right]$$

$$= 30,10 - 3100,38 \left[\frac{1}{2\pi \times 384,51 \times 121,76} \times \ln \left(\frac{6,35}{4,35} \right) + \right.$$

$$\left. \frac{2 \times 10^{-4}}{\pi \times 6,35 \times 10^{-3} \times 121,76} \right]$$

$$T_{pi} = 29,36 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(T_{pi} + T_m)/2 = (29,36 + 7,61)/2 = 18,49 \text{ °C d'où } \rho = 31,234$$

kg/m³

$$\text{d'où } \Delta P_{int} = \frac{1}{2} \times 0,0291 \times 121,76 / (4,35 \times 10^{-3}) \times 1/31,234 \times (36,52)^2$$

$$\Delta P_{int} = 17390,48 \text{ Pa} = 0,174 \text{ bar}$$

b - Calcul du récupérateur pour le deuxième type de surface : (S 1.25 - 1.25) :

Même démarche que celle exposée pour le premier type de surface, on trouve les grandeurs suivantes :

- Coefficient de transfert global : $U_e = 23,90 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$
- Surface d'échange : $A_e = 4,92 \text{ m}^2$
- Longueur totale de tube : $L = 164,58 \text{ m}$
- Nombre de lignes et de rangées : $N_L = N_R = 24$
- Géométrie :

Le récupérateur aura :

- une hauteur de : $N_L \cdot e_L = 0,286 \text{ m}$
- une profondeur de : $N_R \cdot e_R = 0,286 \text{ m}$
- une longueur de : $L / (N_L \cdot N_R) = 0,286 \text{ m}$
- un volume de : $V = 23,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 23,3 \text{ L}$

- Perte de pression externe (Fréon R12 liquide) :

$$\Delta P_{ext} = 14,64 \text{ Pa} = 14,64 \times 10^{-5} \text{ bar}$$

- Perte de pression interne (Fréon R12 vapeur) :

$$\Delta P_{int} = 1705,63 \text{ Pa} = 0,017 \text{ bar}$$

c / Tableau récapitulatif des résultats obtenus lors du calcul du récupérateur pour les deux types de surfaces :

	Type de surface	
	S 1.50-1.25	S1.25-1.25
Coefficient de transfert global (W/m ² °C)	48,43	23,90
Surface d'échange de chaleur (m ²)	2,43	4,92
Longueur de tube totale (m)	121,76	164,58
Volume du récupérateur (litres)	9,2	23,3
Perte de pression interne (Fréon R12 vapeur)(bar)	0,1739	0,0170
Perte de pression externe (Fréon R12 liquide) (bar)	22,04.10 ⁻⁵	14,64.10 ⁻⁵

CONCLUSION :

Nous opterons pour le deuxième type de surface (S 1.25 - 1.25) vu qu'il occasionne de plus faibles pertes de pression internes et externes par rapport au premier type de surface.

CHAPITRE VII

CALCUL DES CONDUITES DE FRÉON

VII - CALCUL DES CONDUITES DE FRÉON :

VII - 1/ PROCEDURE DE CALCUL :

Le circuit frigorifique du Fréon R12 se décompose en trois parties :

- côté aspiration : constitué de l'évaporateur, du récupérateur et des conduites
- côté refoulement : constitué de Condenseur-refroidisseur et d'une conduite
- côté liquide : constitué du récupérateur, du détendeur et des conduites.

Le dimensionnement des conduites se résumant à la détermination de diamètres et de longueurs ; le choix des diamètres se fera en fonction des valeurs de diamètres de tubes normalisés (tableau : 21, réf : 2), et en fonction de plages de vitesses usuelles correspondant à chaque portion du circuit frigorifique : (réf : 2)

- A la tuyauterie d'aspiration correspond la plage de vitesses : 8 à 15 m/s
- A la tuyauterie de refoulement correspond à la plage des vitesses :
15 à 25 m/s
- A la tuyauterie de liquide correspond la plage des vitesses : 0,5 à 1,25 m/s

Tandis que la détermination des longueurs se fera selon la disposition des éléments de l'installation illustrée par la figure (24).

REMARQUE :

Le calcul du diamètre se fera en minimisant la vitesse d'écoulement, de manière à minimiser les pertes de pression, bien entendu en respectant les plages de vitesses usuelles

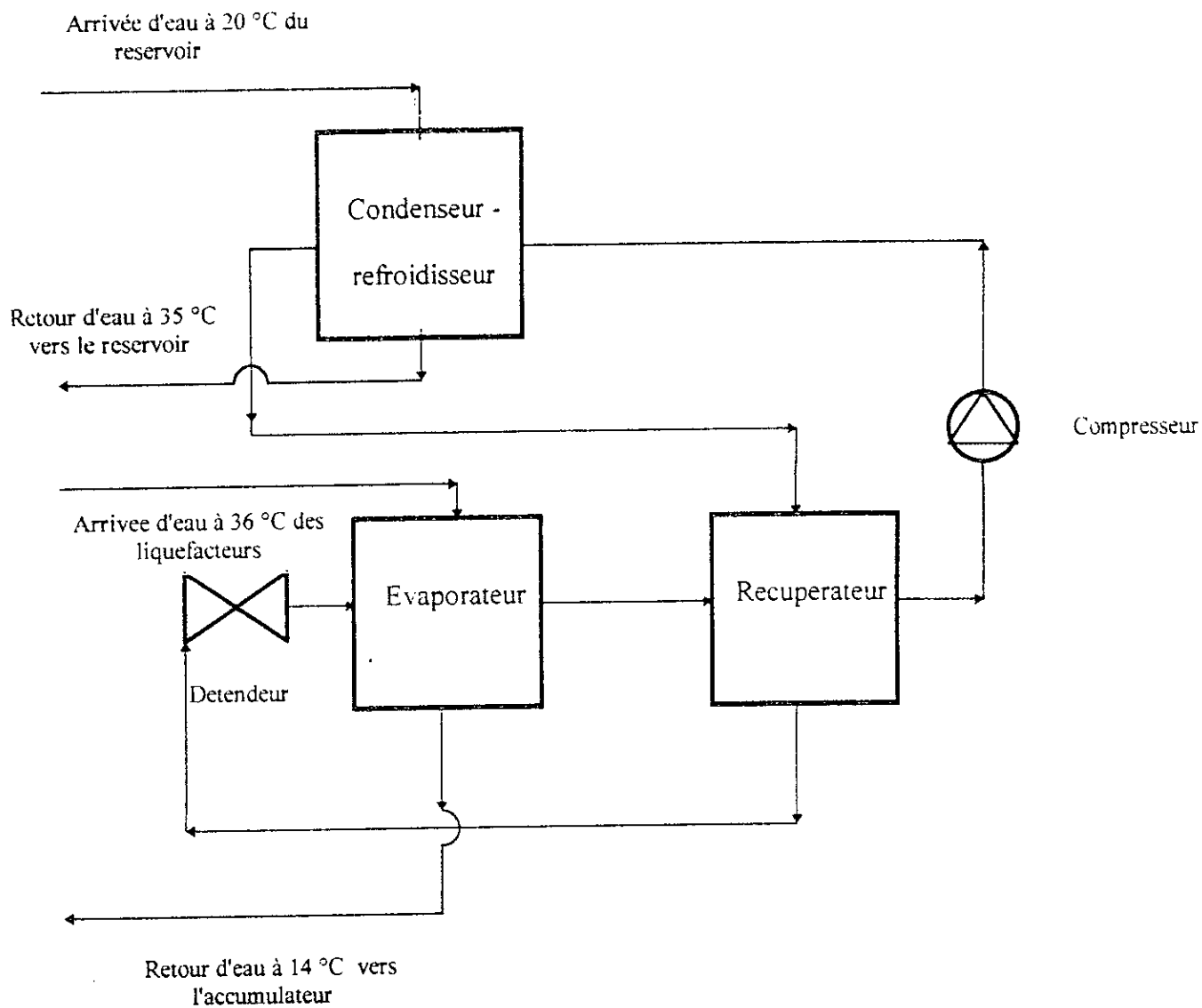


Fig. 24- Configuration de la tour de refroidissement

VII - 2/ COTE ASPIRATION :

2 / 1 - Conduite : Sortie évaporateur-entrée récupérateur

a) Choix du diamètre :

Le diamètre intérieur s'exprime par la formule suivante :

$$d_i = [m / (\rho \cdot \pi / 4 \cdot U_m)]^{1/2}$$

avec m : débit massique du Fréon R12 du circuit frigorifique $m = 117,48 \text{ kg/h}$

ρ : masse volumique du Fréon R12

U_m : vitesse moyenne d'écoulement.

La perte de pression de 0,020 bar dans l'évaporateur correspond d'une baisse équivalente de température de $\Delta T = 0,25 \text{ }^\circ\text{C}$. (A partir du diagramme fig. 272, réf : 2). la température du Fréon R12 à la sortie de l'évaporateur sera de : - 0,25 $^\circ\text{C}$.

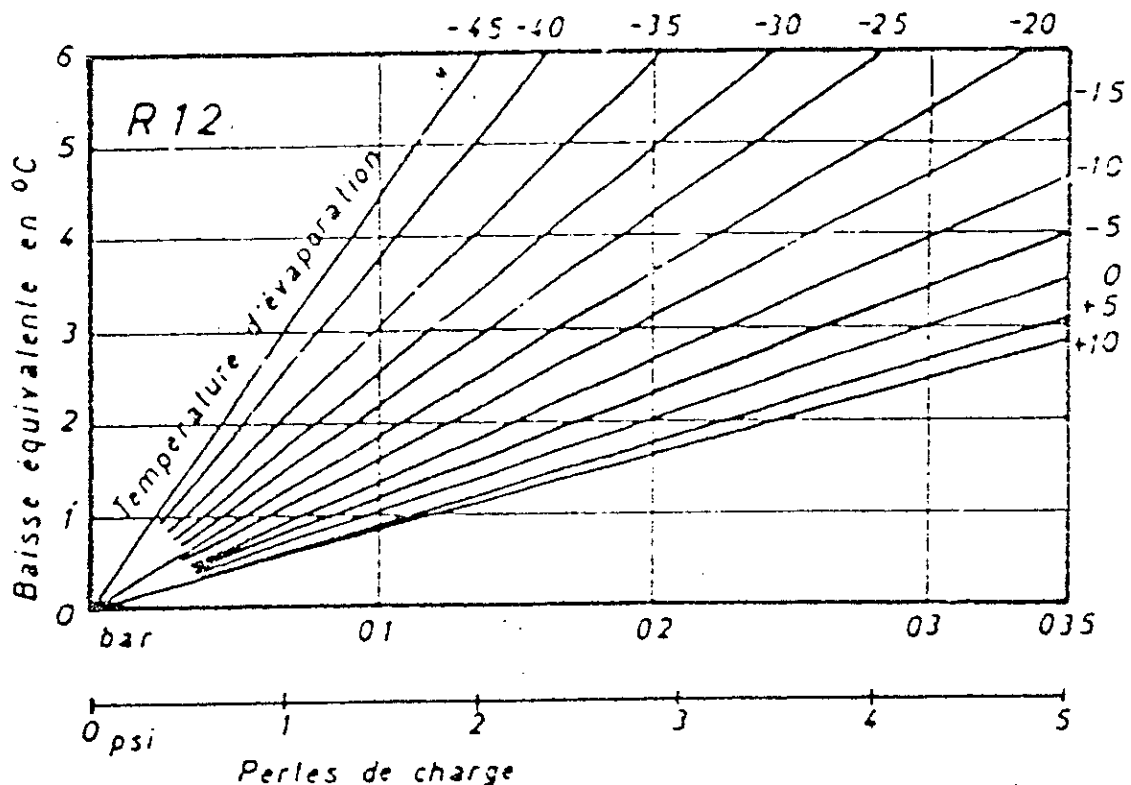


Fig. 25 - (réf : 2) BAISSSE EQUIVALENTE DE TEMPERATURE

A cette température de - 0,25 $^\circ\text{C}$ on a $\rho = 17,851 \text{ kg/m}^3$. En prenant une vitesse $U_m = 8,71 \text{ m/s}$ (appartenant à la plage 8 15 m/s), le diamètre intérieur aura pour valeur :

$$d_i = [1117,48 / (17,851 \times \pi / 4 \times 8,71)]^{1/2}$$

$$\text{soit } d_i = 50,41 \text{ mm}$$

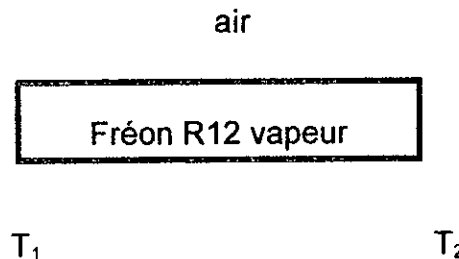
Ce diamètre correspond à un diamètre extérieure de = 53,97 mm
(à partir du tableau 21, réf : 2)

b) Choix de la longueur :

D'après la disposition des éléments de l'installation on prendra une longueur de 0,10 m.

c) Étude thermique :

Elle a pour but, la détermination de la température T2 du Fréon R12 vapeur à la sortie de la conduite.



- Données : - température du Fréon R12 vapeur à l'entrée de la conduite :

$$T_1 = - 0,25 \text{ °C}$$

- température ambiante : $T_a = 30 \text{ °C}$
- diamètre extérieur $d_e = 53,97 \text{ mm}$
- diamètre intérieur : $d_i = 50,41 \text{ mm}$
- longueur de conduite : $L = 0,10 \text{ m}$

- Procédure de calcul :

En faisant le bilan thermique, on a l'équation suivante :

$$m.C_p (T_2 - T_1) = U_e.A_e (T_a - T_m)$$

$$\text{avec : } T_m = (T_1 + T_2)/2$$

$$\text{d'où : } T_2 = T_1 + U_e.A_e / (m.C_p) [T_a - (T_1 + T_2)/2]$$

avec U_e : coefficient de transmission de chaleur global, donné par l'expression :

$$U_e = [d_e/d_i \cdot 1/h_i + d_e/(2 k_c) \ln (d_e/d_i + 1/h_e + R_f)]^{-1}$$

à la température $(- 0,25 + 30)/2 = 14,88 \text{ °C}$ on a $k_c = 384,96 \text{ W/m °C}$

en prendra : $R_f = 0,0002 \text{ m}^2/\text{W °C}$

- h_e : coefficient de convection naturelle de l'air.

- h_i : coefficient de convection forcé du Fréon R12 vapeur.

Le calcul s'effectue par itération, et nous présenterons la dernière itération :

- Calcul de h_e :

On emploie la corrélation de Churchill-Chu pour la convection naturelle autour d'un cylindre horizontal, qui est caractérisée par la formule suivante :

(ref : 3)

$$Nud = \{ 0,60 + 0,387 Rad^{1/6} [1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{-8/27} \}^2$$

avec : Nud : Nombre de Nusselt, $Nud = h_e d_e/k$

Rad : Nombre de Rayleigh, $Rad = Grd \times Pr$

Grd : Nombre de Grachof, $Grd = d_e^3 g \beta \Delta T/v^2$

β ($1/^\circ K$) : Coefficient d'expansion de volume, $\beta = 1/Ta$

$\Delta T = Ta - T_{pe}$, T_{pe} : température de la paroi extérieure

En prenant $T_{pe} = 0,46^\circ C$, on détermine les propriétés thermophysiques de l'air sec à la température $(T_{pe} + Ta)/2 = (0,46 + 30)/2 = 15,23^\circ C$

$$\left[\begin{array}{l} v = 14,66 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{S} \\ k = 25,27 \cdot 10^{-3} \text{ W/m } ^\circ C \\ Pr = 0,71 \end{array} \right.$$

$$\beta = 1/(30 + 273,15)$$

$$\beta = 3,28 \cdot 10^{-3} K^{-1}$$

$$Grd = d_e^3 g \beta \Delta T/v^2 = (53,97 \cdot 10^{-3})^3 \times 9,81 \times 3,28 \cdot 10^{-3} \times$$

$$(30 - 0,46)/(14,66 \cdot 10^{-6})^2$$

$$Grd = 694566,71$$

$$Rad = Grd \times Pr = 694566,71 \times 0,71$$

$$Rad = 496219,99$$

$$Nud = \{ 0,60 + 0,387 \times (496219,99)^{1/6} \times [1 + (0,559/0,71)^{9/16}]^{-8/27} \}^2$$

$$Nud = 11,97$$

$$h_e = Nud \cdot k/d_e = 11,97 \times 25,27 \cdot 10^{-3} / (53,97 \cdot 10^{-3})$$

$$h_e = 5,61 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ C$$

- Calcul de h_i :

On emploie la corrélation de Nusselt pour un régime d'écoulement turbulent complètement développé à l'intérieur de tubes lisses, qui est caractérisé par la formule suivante : (ref : 3)

$$Nud = 0,036 Red^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot (di/L)^{1/18}$$

$$\text{avec : } 10 < L/di < 400$$

- En prenant $T_2 = 0,24 \text{ }^\circ\text{C}$, les propriétés thermophysiques du Fréon R12 vapeur à la température $T_m = (T_1 + T_2)/2 = (-0,25 - 0,24)/2 = -0,245 \text{ }^\circ\text{C}$, sont :

$$\left[\begin{array}{l} \rho = 17,785 \text{ kg/m}^3 \\ C_p = 0,625 \text{ KJ/kg }^\circ\text{C} \\ \mu = 11,61 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.S} \\ \nu = 0,65 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k = 0,00897 \text{ W/m}^\circ\text{C} \\ Pr = 0,81 \end{array} \right.$$

$$U_m = m/(\rho \cdot \pi/4 di^2) = 1117,48 \cdot 3600^{-1} / (17,785 \times \pi/4 \times (50,41 \cdot 10^{-3})^2)$$

$$U_m = 8,74 \text{ m/s}$$

$$Red = U_m \cdot di / \eta = 8,74 \times (50,41 \cdot 10^{-3}) / (0,65 \cdot 10^{-6}) \quad Red = 675\,390,79$$

$$h_i = k/di \cdot 0,036 Red^{0,8} Pr^{1/3} (di/L)^{1/18}$$

$$= 0,00897 / (50,41 \cdot 10^{-3}) \times 0,036 \times (675390,79)^{0,8} \times (0,81)^{1/3}$$

$$\times (50,41 \cdot 10^{-3} / 0,1)^{1/18} \quad h_i = 264,80 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Calcul de U_e :

$$U_e = [de/di \cdot 1/h_i + de/(2k_c) \ln(de/di) + 1/h_e + R_f]^{-1}$$

$$= [53,97/50,41 \times 1/264,80 + 53,97 \cdot 10^{-3} / (2 \times 384,96) \times \ln$$

$$(53,97/50,41) + 1/5,61 + 0,0002]^{-1} \quad U_e = 5,48 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = T_1 + Ue.Ae/(m.Cp) . [Ta - (T_1 + T_2)/2]$$

$$= -0,24 + 5,48 \times \pi \times 53,97 \times 10^{-3} \times 0,1 / (1117,48 \times 3600^{-1} \times 0,625 \times 10^3) \times [30 - (-0,25 - 0,24)/2]$$

$$T_2 = -0,24 \text{ C}^\circ$$

- Flux de chaleur :

$$\phi = m . Cp . \Delta T = 1117,48 \times 3600^{-1} \times 0,625 \times 10^3 \times (-0,24 - (-0,25))$$

$$\phi = 2,81 \text{ W}$$

$$T_{pe} = Ta - \phi / (h_e . Ae)$$

$$= 30 - 2,81 / (5,61 \times \pi \times 53,97 \times 10^{-3} \times 0,10) \quad T_{pe} = 0,46 \text{ }^\circ\text{C}$$

d) perte de pression :

d'après la formule de Darcy-Wessbach (ref : 8)

$$\Delta P_L = \lambda L/di \rho U_m^2/2$$

λ : coefficient de perte de charge

$$\text{pour } Red > 10^5 \quad \lambda = (1,8 \log_{10} Red - 1,64)^{-2} = (1,8 \log_{10} (675390,79) - 1,64)^{-2}$$

$$\text{soit } \lambda = 0,013$$

$$\text{d'ou } \Delta P_L = 0,013 \times 0,1 / (50,41 \times 10^{-3}) \times 17,785 \times (8,74)^2 / 2$$

$$\Delta P_L = 17,21 \text{ Pa}$$

CONCLUSION :

Cette conduite engendre une très faible augmentation de température ($\Delta T = 0,01 \text{ }^\circ\text{C}$), il n'est donc pas nécessaire d'isoler cette conduite. Cependant une température de surface de $0,46 \text{ }^\circ\text{C}$ engendre la condensation de l'humidité contenue dans l'air et afin de protéger le matériel , il sera nécessaire de prévoir un revêtement de 2 à 3 cm de laine de verre.

2 / 2- Conduite : sortie récupérateur - entrée compresseur :

a) Choix du diamètre :

Avant tout, nous allons calculer la température du Fréon R12 vapeur à la sortie du récupérateur.

En supposant un flux de chaleur constant dans le récupérateur soit : $\dot{Q} = 3100,38 \text{ W}$

Le flux de chaleur s'exprime pour l'équation suivante :

$$\dot{Q} = m.C_p. (T_s - T_e)$$

$$\text{d'où } T_s = \dot{Q}/(m.C_p) + T_e$$

A la température de 7,5 °C, on a pour le Fréon R12 vapeur $C_p = 0,645 \text{ KJ/kg } ^\circ\text{C}$

Et avec une température $T_e = -0,25 \text{ } ^\circ\text{C}$ à l'entrée du récupérateur, d'où :

$$T_s = -0,25 + 3100,38/(1117,48 \times 3600^{-1} \times 0,645 \times 10^3) = 15,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A 15,25 °C, la masse volumique du Fréon vapeur est : $\rho = 28,908 \text{ kg/m}^3$

En prenant une vitesse $U_m = 9,35 \text{ m/s}$, le diamètre intérieur de la conduite aura pour valeur :

$$\begin{aligned} d_i &= [m/(\rho.\pi/4.U_m)]^{1/2} = [1117,48 \times 3600^{-1}/(28,908 \times \pi/4 \times 9,35)]^{1/2} \\ &= 38,24 \text{ mm} \end{aligned}$$

A partir du tableau 21 (ref : 2), un diamètre intérieur $d_i = 38,24 \text{ mm}$ correspond à un diamètre extérieure $d_e = 41,28 \text{ mm}$.

b - Choix de la longueur :

On prendra une longueur $L = 0,20 \text{ m}$, avec un coude de 90 °C

c - Étude thermique :

Elle a pour objet, la détermination de la température T_2 du Fréon R12 vapeur à la sortie de la conduite

air

Fréon R12 vapeur

T₁

T₂

- Données : - T₁ = 15,25 °C
- Ta = 30 °C
- Longueur L = 0,20 m
- diamètre extérieur : de = 41,28 mm,
- diamètre intérieur : di = 38,24 mm

La conductibilité du cuivre à $(15,25 + 30)/2 = 22,63$ °C est : $k_c = 384,42$ W/m°C

- Le calcul s'effectue par itération, et voici la dernière itération :

- Calcul de h_e :

En prenant T_{pe} = 15,44 °C, on détermine les propriétés thermophysiques de l'air sec à la température

$$(T_{pe} + T_a)/2 = (15,44 + 30)/2 = 22,72 \text{ °C}$$

$$\left[\begin{array}{l} \nu = 15,34 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k = 25,84 \cdot 10^{-3} \text{ W/m °C} \\ Pr = 0,713 \end{array} \right.$$

$$\beta = 1/(30 + 273,15), \quad \beta = 3,30 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$Gr_d = de^3 g \beta \Delta T / \nu^2 = (41,28 \cdot 10^{-3})^3 \times 9,81 \times 3,30 \cdot 10^{-3} \times (30 - 15,44) / (15,34 \cdot 10^{-6})^2 \quad Gr_d = 139917,41$$

$$Rad = Gr_d \times Pr = 139917,41 \times 0,713 \quad Rad = 99723,06$$

$$NU_d = \{ 0,60 + 0,387 (99723,06)^{1/2} [1 + (0,559/0,713)^{9/16}]^{-8/27} \}^2$$

$$NU_d = 7,78$$

$$h_e = NU_d \cdot k / de = 7,78 \times 25,84 \cdot 10^{-3} / (41,28 \cdot 10^{-3}) \quad h_e = 4,87 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

- Calcul de h_i :

En prenant $T_2 = 15,26 \text{ }^\circ\text{C}$, on détermine les propriétés thermophysiques du Fréon R12 vapeur à la température : $(T_1 + T_2) / 2 = (15,25 + 15,26) / 2 = 15,255 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\left[\begin{array}{l} \rho = 28,912 \text{ kg/m}^3 \\ C_p = 0,665 \text{ KJ/kg }^\circ\text{C} \\ \mu = 12,34 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s} \\ \nu = 0,43 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ k = 0,00989 \text{ W/n }^\circ\text{C} \\ Pr = 0,83 \end{array} \right.$$

$$U_m = m / (\rho \pi / 4 d_i^2) = (1117,48 \times 3600^{-1} / (28,912 \times \pi / 4 \times (38,24 \cdot 10^{-3})^2))$$

$$U_m = 9,35 \text{ m/s}$$

$$Red = U_m \cdot d_i / \nu = 9,35 \times 38,24 \cdot 10^{-3} / (0,43 \times 10^{-6}) \quad Red = 837761,61$$

$$h_i = k / d_i \cdot 0,036 Red^{0,8} Pr^{1/3} (d_i / L)^{1/18}$$

$$= 0,00989 / (38,24 \times 10^{-3}) \times 0,0036 (837761,61)^{0,8} (0,83)^{1/3}$$

$$(38,24 \cdot 10^{-3} / 0,20)^{1/18}$$

$$h_i = 436,93 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Calcul de U_e :

$$U_e = [d_e / d_i \cdot 1 / h_i + d_e / (2kc) \ln (d_e / d_i) + 1 / h_e + R_f]^{-1}$$

$$= [41,28 / 38,24 \times 1 / 436,93 + 41,28 \times 10^{-3} / (2 \times 384,42)$$

$$\times \ln (41,28 / 38,24) + 1 / 4,87 + 0,0002]^{-1}$$

$$U_e = 4,80 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Température de sortie T_2 :

$$T_2 = T_1 + U_e \cdot A_c / (m C_p) (T_a - (T_1 + T_2) / 2)$$

$$= 15,25 + 4,80 \cdot (\pi \cdot 41,28 \cdot 10^{-3} \times 0,20) / ((1117,48 \times 3600^{-1}) \times 0,665 \cdot 10^{-3})$$

$$\times (30 - (15,25 + 15,26 / 2))$$

$$T_2 = 15,26 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Flux de chaleur :

$$\dot{Q} = mC_p \Delta T = (1117,48 \times 3600^{-1}) \times (0,665 \times 10^3) \times (15,26 - 15,25)$$

$$\dot{Q} = 1,84 \text{ W}$$

- Température de la paroi extérieure :

$$T_{pe} = T_a - \dot{Q} / (h_e A_e) = 30 - 1,84 / (4,87 \times \pi \times 41,28 \times 10^{-3} \times 0,20) = 15,44 \text{ °C}$$

d) Perte de pression :

Même démarche que pour la conduite précédente , on trouve :

$$\Delta P_L = 81,18 \text{ Pa}$$

$$\text{- perte de pression dans le coude : } \Delta P_c = N_c 0,53 \rho U_m^2 / 2$$

avec N_c : nombre de coudes

$$\text{d'ou } \Delta P_c = 1 \times 0,53 \times 28,912 \times (9,35)^2 / 2 \quad \Delta P_c = 669,80 \text{ Pa}$$

$$\text{d'ou la perte de pression sera : } \Delta P = 81,18 + 669,80 = 750,98 \text{ Pa}$$

CONCLUSION :

Cette conduite engendre une très faible augmentation de température ($\Delta T = 0,01 \text{ °C}$), il n'est donc pas nécessaire d'isoler cette conduite. Néanmoins on effectuera un revêtement de 2 à 3 cm d'épaisseur de laine de verre et cela afin de protéger le matériel de la condensation de l'humidité contenue dans l'air.

VII - 3/ COTE REFOULEMENT :

3.1 - Conduite : sortie compresseur - entrée Condenseur-refroidisseur :

a) Choix du diamètre :

Avant tout on détermine la température de Fréon R12 vapeur à la sortie du compresseur :

On sait que la puissance mécanique théorique de compression est $P_{th} = 6,85$ KW. En admettant un rendement mécanique de compression $\eta_m = 0,90$ (ref : 1), la puissance réelle de compression sera :

$$P = P_{th} / \eta_m = 6,85 / 0,90, \text{ soit } P = 7,61 \text{ KW}$$

D'où la quantité de chaleur à dissiper, qui est due au frottement mécanique dans le compresseur, sera : $\emptyset = P - P_{th} = 7,61 - 6,85$

$$\text{Soit : } \emptyset = 0,76 \text{ KW} = 760 \text{ W.}$$

Connaissant la température de sortie du compresseur (en négligeant les pertes de chaleur) $T_e = 64,14$ °C, la température de sortie du compresseur (en tenant compte de l'échauffement par frottement dans le compresseur) aura pour valeur :

$$T = \emptyset / (m \cdot C_p) + T_e = 760 / (1117,48 \times 3600^{-1} \times 0,844 \times 10^3)$$

$$\text{soit : } T = 64,04 \text{ °C}$$

A la température de $64,04$ °C, la masse volumique du Fréon R12 vapeur est :

$$\rho = 89,548 \text{ kg/m}^3$$

En prenant une vitesse $U_m = 15,36$ m/s, le diamètre intérieur de la conduite aura pour valeur :

$$d_i = [m / (\rho \pi / 4 \cdot U_m)]^{1/2} = [1117,48 \times 3600^{-1} / (89,548 \times \pi / 4 \times 15,36)]^{1/2}$$

$$d_i = 16,95 \text{ mm}$$

A partir du tableau 21 (ref : 2), un diamètre intérieur $d_i = 16,95$ mm correspond à un diamètre extérieur $d_e = 19,05$ mm

b) Choix de la longueur :

On prendra une longueur $L = 0,50$ m, avec un coude de 90° .

c) Étude thermique :

Elle a pour objet, la détermination de la quantité de chaleur dissipée à travers la conduite, ainsi que la température T_2 à la sortie de la conduite.

AIR

Fréon R12 Vapeur

T_1

T_2

- Données - $T_1 = 64,04 \text{ °C}$

- $T_a = 30 \text{ °C}$

- diamètre extérieur : $d_e = 19,05 \text{ mm}$

- diamètre intérieur : $d_i = 16,95 \text{ mm}$

- longueur : $L = 0,50 \text{ m}$

- $kc = 382,71 \text{ W/m °C}$ à $(64,04 + 30)/2 = 47,02 \text{ °C}$

- Le calcul s'effectue par itération, et voici la dernière itération

- Calcul de h_e :

En prenant $T_{pe} = 63,84 \text{ °C}$, on détermine les propriétés thermophysiques de l'air

sec à la température : $(T_{pe} + T_a)/2 = (63,84 + 30)/2 = 46,92 \text{ °C}$

$$\nu = 17,62 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 27,59 \cdot 10 \text{ W/m °C}$$

$$Pr = 0,709$$

$$\beta = 1/(30 + 273,15)$$

$$\beta = 3,30 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$\text{Grd} = d_e^3 g \beta \Delta T / \nu^2 = (19,05 \cdot 10^{-3})^3 \times 9,81 \times 3,30 \cdot 10^{-3} \times (63,84 - 30)$$

$$/ (17,62 \cdot 10^{-6})^2$$

$$\text{Grd} = 24\,212,87$$

$$\text{Rad} = \text{Grd} \times Pr = 24\,212,87 \times 0,709$$

$$\text{Rad} = 17\,174,38$$

$$\text{Nud} = \left\{ 0,60 + 0,387 \times (17174,38)^{1/6} \left[1 + (0,559 / 0,709)^{9/16} \right]^{-8/27} \right\}^2$$

$$\text{Nud} = 4,98$$

$$h_e = \text{Nud} \cdot k / d_e = 4,98 \times 27,59 \cdot 10^{-3} / (19,05 \cdot 10^{-3})$$

$$h_e = 7,21 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

- Calcul de h_i :

En prenant $T_2 = 64,01$ °C, on détermine les propriétés thermophysiques du Fréon

R12 vapeur à la température : $(T_1 + T_2)/2 = (64,04 + 64,01) / 2 = 64,025$ °C

$$\rho = 89,549 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 0,844 \text{ KJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 15,26 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.S}$$

$$\nu = 0,17 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,01343 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0,96$$

$$U_m = m / (\rho \pi / 4 d_i^2) = 1117,48 \cdot 3600^{-1} / (89,548 \cdot \pi / 4 \cdot (16,95 \cdot 10^{-3})^2)$$

$$U_m = 15,36 \text{ m/s}$$

$$Red = U_m \cdot d_i / \eta = 15,36 \times 16,95 \cdot 10^{-3} / (0,17 \times 10^{-6})$$

$$Red = 1\,527\,999,25$$

$$h_i = k / d_i \cdot 0,036 \cdot Red^{0,8} \cdot Pr^{1/3} (d_i / L)^{1/18}$$

$$= 0,01343 / (16,95 \cdot 10^{-3}) \times 0,036 \times (1\,527\,999,25)^{0,8} \times (0,96)^{1/3}$$

$$\times (16,95 \cdot 10^{-3} / 0,5)^{1/18}$$

$$h_i = 2064,39 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Calcul de U_e :

$$U_e = [d_e / d_i \cdot 1 / h_i + d_e / (2 k_c) \ln(d_e / d_i) + 1 / h_e + R_f]^{-1}$$

$$= [19,05 / 16,45 \times 1 / (2064,39) + 19,05 \cdot 10^{-3} / (2 \times 382,71) \ln(19,05 / 16,95)$$

$$+ 1 / 7,21 + 0,0002]^{-1}$$

$$U_e = 7,18 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{D'ou } T_2 = T_1 - U_e \cdot A_e / (m \cdot C_p) [(T_1 + T_2) / 2 - T_a]$$

$$= 64,04 - 7,18 \times \pi \times 19,05 \cdot 10^{-3} \times 0,5 / (1117,48 \cdot 3600^{-1}$$

$$\times 0,844 \cdot 10^3) [(64,04 + 64,01) / 2 - 30]$$

$$T_2 = 64,01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Flux de chaleur :

$$\dot{Q} = m C_p (T_1 - T_2) = 1117,48 \times 3600^{-1} \times 0,844 \times 10^3 \times (64,04 - 64,01)$$

$$\dot{Q} = 7,31 \text{ W}$$

- Température de la paroi extérieure :

$$T_{pe} = T_a + \frac{\Phi}{(h_e \cdot A_e)} = 30 + 7,31 / (7,21 \times \pi \times 19,05 \times 10^{-3} \times 0,5) = 63,84 \text{ °C}$$

d) perte de pression :

Même démarche illustrée précédemment, et on trouve une perte de pression dans la conduite :

$$\Delta P = 9057,62 \text{ Pa}$$

CONCLUSION :

Vu la faible quantité de chaleur dissipée qui est de 7,31 W comparée à celle à évacuer qui est de 760 W, il sera donc nécessaire de recalculer le Condenseur-refroidisseur.

VI - 4/ COTE LIQUIDE :

4 / 1- Conduite : sortie Condenseur-refroidisseur - entrée récupérateur

a) Choix du diamètre :

A la température de 40 °C, la masse volumique du Fréon R12 liquide est :

$$\rho = 1251,65 \text{ kg/m}^3.$$

Pour une vitesse $U_m = 0,60 \text{ m/s}$ (de la plage 0,5 - 1,25 m/s)

Le diamètre intérieur de la conduite aura pour valeur :

$$d_i = [m / (\rho \cdot \pi / 4 \cdot U_m)]^{1/2} = [1117,48 \times 3600^{-1} / (1251,65 \times \pi / 4 \times 0,60)]^{1/2}$$

$$d_i = 0,023 \text{ m} = 23 \text{ mm}$$

A partir du tableau 21 (réf :2), un diamètre intérieur $d_i = 23 \text{ mm}$ correspond à un diamètre extérieur $d_e = 25,40 \text{ mm}$.

b) Choix de la longueur :

On prendra une longueur $L = 1$ m, avec un nombre de coude de 90°C , $N_c = 3$.

c) Pertes de pression :

- Perte de pression linéaire : $\Delta P_L = \lambda L/di \rho U_m^2/2$

A la température de 40°C , le Fréon R12 liquide possède les propriétés suivantes :

$$\rho = 1251,65 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 198,4 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

Nombre de Reynolds :

$$\text{Red} = \rho U_m di/\mu = 1251,65 \times 0,60 \times 23 \times 10^{-3}/(198,4 \times 10^{-6}) = 87060,33$$

on a $4000 < \text{Red} < 10^5$ d'où $\lambda = 0,3164 \text{ Red}^{-1/4}$ (ref : 8)

$$\lambda = 0,3164 \times (87060,33)^{-1/4} = 0,018$$

$$\text{d'où } \Delta P_L = 0,018 \times 1/(23 \times 10^{-3}) \times 1251,65 \times (0,60)^2/2 = 176,32 \text{ Pa}$$

- Perte de pression dans les coudes :

$$\Delta P_c = N_c 0,53 \rho U_m^2/2 \quad (\text{ref : 8})$$

$$= 3 \times 0,53 \times 1251,65 \times (0,60)^2/2 = 358,22 \text{ Pa}$$

D'où la perte de pression à travers la conduite sera :

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_c = 176,32 + 358,22 = 534,54 \text{ Pa}$$

REMARQUE :

Le choix de la longueur de cette conduite se fait après le calcul du Condenseur-refroidisseur définitif (voir chapitre VIII). La déperdition de chaleur à travers cette conduite fait que la température du Fréon R12 liquide à l'entrée du récupérateur sera inférieure à 40°C . De ce fait, il ne sera donc pas nécessaire de recalculer le récupérateur, étant donné qu'il a été calculé pour une température d'entrée de 40°C .

4. / 2 - Conduite : sortie récupérateur - entrée détenteur :

a) Choix du diamètre :

A la température de 30 °C, la masse volumique du Fréon R12 liquide est : $\rho = 1289.62 \text{ kg/m}^3$. Pour une vitesse $U_m = 0,58 \text{ m/s}$ (de la plage 0,5 - 1,25 m/s), le diamètre intérieur de la conduite aura pour valeur :

$$d_i = [m/(\rho\pi/4 U_m)]^{1/2} = [1117,48 \times 3600^{-1}/(1289,62 \times \pi/4 \times 0,58)]^{1/2}$$
$$= 0,023\text{m} = 23 \text{ mm}$$

A partir du tableau 21 (ref : 2), un diamètre intérieur $d_i = 23 \text{ mm}$ correspond à un diamètre extérieur de = 25,40 mm.

b) Choix de la longueur :

On prendra une longueur $L = 0,60 \text{ m}$, avec un nombre de coude à 90° $N_c = 2$

c) Perte de pression :

- Perte de pression linéaire :

A la température de 30° C, le Fréon R12 liquide possède les propriétés suivantes :

$$\rho = 1289,62 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 215,05 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$Red = \rho U_m d_i / \mu = 1289,62 \times 0,58 \times 23 \times 10^{-3} / (215,05 \times 10^{-6}) = 79\,997,82$$

Pour $4000 < Red < 10^5$

$$\lambda = 0,3164 Red^{-1/4} \quad (\text{ref : 8})$$

$$\lambda = 0,03164 \times (79\,997,82)^{-1/4} \quad \lambda = 0,019$$

$$\text{d'où } \Delta P_L = \lambda L/d_i \rho U_m^2/2$$

$$= 0,019 \times 0,60/0,023 \times 1289,62 \times (0,58)^2/2 = 107,51 \text{ Pa}$$

- Perte de pression dans les coudes :

$$\Delta P_c = N_c \cdot 0,53 \cdot \rho U_m^2 / 2 \quad (\text{ref : 8})$$

$$= 2 \times 0,53 \times 1289,62 \times (0,58)^2 / 2 = 229,93 \text{ Pa}$$

- D'où la perte de pression dans la conduite sera

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_c = 107,51 + 229,93 = 337,44 \text{ Pa}$$

4.3 - Conduite : sortie détenteur - entrée évaporateur :

a) Choix du diamètre :

A la température de 0 °C, la masse volumique du Fréon R12 liquide est : $\rho = 1396,3 \text{ kg/m}^3$. Pour une vitesse $U_m = 0,54 \text{ m/s}$ (de la plage 0,5 - 1,25 m/s) le diamètre intérieur de la conduite aura pour valeur :

$$d_i = [m / (\rho \cdot \pi / 4 \cdot U_m)]^{1/2} = [1117,48 \times 3600^{-1} / (1396,3 \times \pi / 4 \times 0,54)]^{1/2}$$

$$d_i = 0,023 \text{ m} = 23 \text{ mm}$$

A partir du tableau 21 (ref : 2), un diamètre intérieur $d_i = 23 \text{ mm}$ correspond à un diamètre extérieur de 25,4 mm

b) Choix de la longueur :

Le détenteur se trouvant juste à l'entrée de l'évaporateur, on prendra une longueur

$$L = 0,05 \text{ m} = 5 \text{ cm}$$

c) Perte de pression

- perte de pression linéaire

A 0°C, le Fréon R12 liquide possède les propriétés suivantes :

$$\rho = 1396,3 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 269,1 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$Re_d = \rho U_m d_i / \mu = 1396,3 \times 0,54 \times 23 \times 10^{-3} / (269,1 \times 10^{-6}) = 64444,62$$

Pour $4000 < Re_d < 10^5$ d'où $\lambda = 0,3164 Re_d^{-1/4}$

$$\lambda = 0,3164 \times (64444,62)^{-1/4}$$

$$\lambda = 0,020$$

$$\text{d'où } \Delta P_L = \lambda L / d_i U_m^2 / 2 = 0,020 \times 0,05 / 0,023 \times 1396,3 \times (0,54)^2 / 2$$

$$\Delta P_L = 8,85 \text{ Pa}$$

CHAPITRE VIII

INFLUENCE DES PERTES DE CHARGE ET DE CHALEUR

VIII - INFLUENCES DES PERTES DE CHARGE ET DE CHALEUR :

VIII - 1/ PERTES DE CHARGE :

En réalité la circulation d'un fluide à l'intérieur d'une conduite donne lieu à des dépenses d'énergie dont la valeur dépend d'un certain nombre de facteurs liés pour certains aux propriétés du fluide (telles que la vitesse, la viscosité, la masse volumique), et pour d'autres aux propriétés de l'enveloppe dans laquelle circule le fluide (telles que la nature du tube et sa rugosité, les changements de sections et de directions).

Ces dépenses d'énergie se traduisent par une baisse continue de la pression motrice du fluide en circulation tout au long de son parcours. Ainsi dans les différentes tuyauteries constitutives du circuit frigorifique, nous ferons les constatations suivantes :

- Dans la tuyauterie de refoulement :

La pression du fluide à l'entrée du Condenseur-refroidisseur est plus faible qu'à la sortie la sortie du compresseur.

- Dans la tuyauterie de liquide :

A l'entrée du récupérateur, la pression du fluide est plus faible qu'à la sortie du Condenseur-refroidisseur.

- Dans la tuyauterie d'aspiration :

La pression du fluide à l'entrée du récupérateur est plus faible qu'à la sortie de l'évaporateur. A l'arrivée au compresseur, la pression du fluide est plus faible qu'à la sortie du récupérateur.

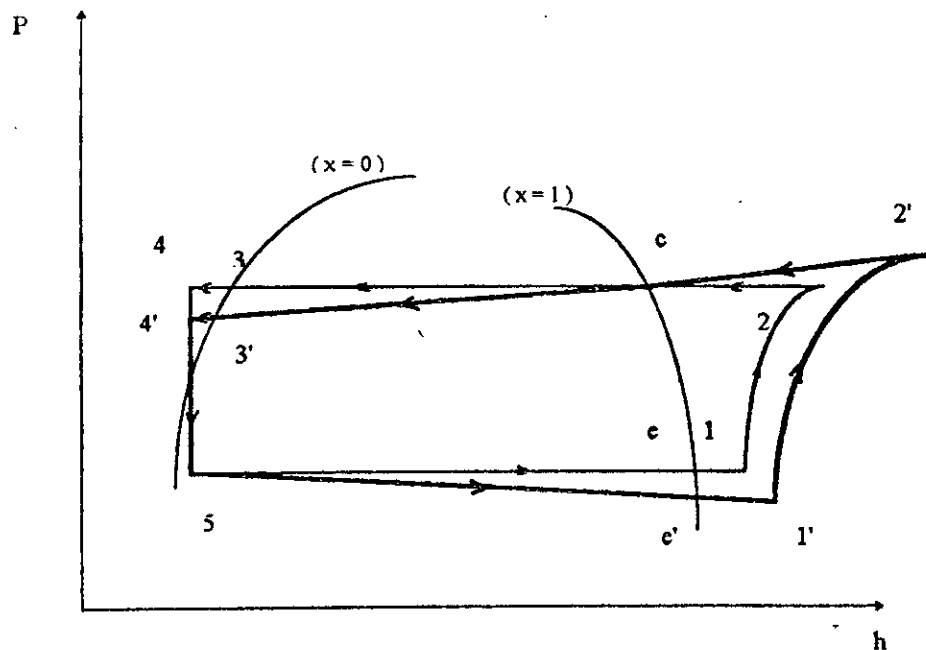
Mêmes constatations à travers les échangeurs : évaporateur, récupérateur, Condenseur-refroidisseur.

REMARQUE :

Pour le calcul des pertes de charge, nous avons considéré les pertes de pression suivantes :

- Dans les conduites :
 - pertes de charge linéaire
 - pertes de charge dues aux changements de directions (dans les coudes)
- Dans les échangeurs :
 - pertes de charge linéaire interne
 - pertes de charges dues aux changements de sections (élargissement brusque à l'entrée et rétrécissement brusque à la sortie).

VIII - 2/ CYCLE RÉEL :



- Fig. 25 - Diagramme (P , h) du cycle réel

Superposons le diagramme réel (1' - 2' - 3' - 4' - 5 - e') au diagramme théorique (1 - 2 - 3 - 4 - 5 - e) d'une machine fonctionnant dans les mêmes conditions thermodynamiques sans aucune perte de charge ni de chaleur.

La comparaison de ces deux diagrammes montre que :

- A l'aspiration : la perte de pression dans l'évaporateur entraîne le déplacement du point (e) (sortie de l'évaporateur) au point (e') sur la courbe ($x = 1$), ce qui implique la diminution de l'enthalpie ($h_{e'} < h_e$), d'où diminution de la production frigorifique.

- A l'entrée du compresseur le point (1) sera déplacé à droite en (1'), ce qui implique le décalage de la courbe de compression sur la droite, et cela laisse prévoir une augmentation de la température en fin de compression.

- Au refoulement : l'échauffement dû au frottement mécanique dans le compresseur entraîne une augmentation de la température ainsi que de la pression, le point (2) (sortie du compresseur) sera déplacé en (2').

Cette augmentation de pression conjuguée à la baisse de pression d'aspiration, augmente le taux de compression ($P_2'/P_1' > P_2/P_1$) d'où augmentation du travail mécanique de compression ($h_2' - h_1' > h_2 - h_1$), ce qui entraîne une diminution du coefficient de performance de la machine frigorifique.

En plus de l'échauffement dans le compresseur qui augmente la quantité de chaleur à évacuer à travers le condenseur-refroidisseur, le point (3) (sortie du Condenseur-refroidisseur) sera déplacé en (3') sur la courbe ($x = 0$), ce qui implique une diminution de l'enthalpie ($h_3' < h_3$) d'où augmentation du flux de chaleur dans le Condenseur-refroidisseur.

- Sur le liquide : le point (4) (entrée du détendeur) sera déplacé en (4') sur le segment de droite (4 - 5), ce qui implique une diminution du rapport de détente.

VIII - 3/ CALCUL DES PERTES DE PRESSION :

(dues aux changements de sections dans les échangeurs)

3.1 - DANS LE RÉCUPÉRATEUR :

a) Côté aspiration :

- Perte de pression due à l'élargissement brusque à l'entrée du récupérateur (ΔP_{eb}):

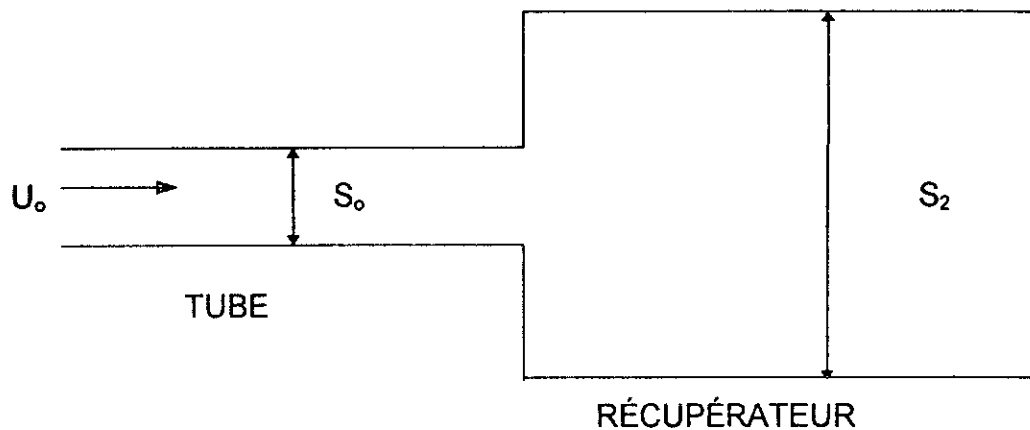


FIG. 26 : REPRESENTATION DU CIRCUIT HYDRAULIQUE

Pour une sortie de tube directement greffée sur la paroi du récupérateur (fig 26), d'après la formule de Borda-Carnot (ref : 8), ΔP_{eb} s'exprime par :

$$\Delta P_{eb} = \zeta \rho U_0^2 / 2 \text{ pour } Re_d > 3500$$

avec ζ : Coefficient de perte de charge défini par : $\zeta = (1 - S_0/S_2)$

S_0 : section intérieure du tube

S_2 : section du récupérateur

On a :

$$S_0 = \pi \cdot d_i^2 / 4 = \pi / 4 \times (50,41 \times 10^{-3})^2$$

$$S_0 = 2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_2 = (\text{hauteur}) \times (\text{profondeur}) = (0,286)^2$$

$$S_2 = 8,18 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$\text{d'où } \zeta = [1 - 2 \times 10^{-3} / (8,18 \times 10^{-2})] = 0,975$$

$$U_0 = 8,71 \text{ m/s}$$

$$\rho = 17,785 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{d'où } \Delta P_{eb} = 0,975 \times 17,785 \times (8,71)^2/2$$

$$\Delta P_{eb} = 657,76 \text{ Pa}$$

- Perte de pression due au rétrécissement brusque à la sortie du récupérateur (ΔP_{rb}) :

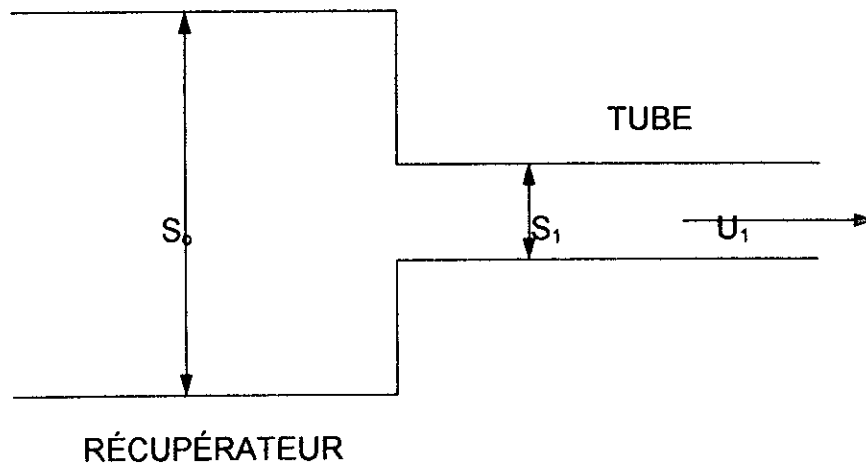


fig 27 : REPRESENTATION DU CIRCUIT HYDRAULIQUE

Pour une entrée de tube directement greffée sur la paroi du récupérateur (fig : 27), ΔP_{rb} s'exprime par la formule suivante (ref : 8) :

$$\Delta P_{rb} = \zeta \cdot \rho \cdot U_1^2 / 2 \quad \text{pour} \quad \text{Red} > 10^4$$

$$\text{avec } \zeta = 0,5 (1 - S_1/S_2)$$

$$\text{on a : } S_2 = 8,18 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$S_1 = \pi/4 d_i^2 = \pi/4 \times (38,24 \times 10^{-3})^2$$

$$S_1 = 1,15 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{d'où } \zeta = 0,5 \times [1 - 1,15 \times 10^{-3}/(8,18 \times 10^{-2})]$$

$$\zeta = 0,493$$

$$U_1 = 9,35 \text{ m/s}$$

$$\rho = 28,912 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{d'où } \Delta P_{rb} = 0,493 \times 28,912 \times (9,35)^2/2$$

$$\Delta P_{rb} = 623,04 \text{ Pa}$$

b) Côté liquide :

Même démarche à suivre, on trouve les grandeurs suivantes :

$$\Delta P_{eb} = 224,17 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{rb} = 107,91 \text{ Pa}$$

3 - 2 - DANS LE CONDENSEUR - REFROIDISSEUR :

Même procédure de calcul, on trouve les grandeurs suivantes :

$$\Delta P_{eb} = 10\,548,51 \text{ Pa} = 0,1055 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{rb} = 112,35 \text{ Pa}$$

3 - 3 - DANS ÉVAPORATEUR :

On trouve :

$$\Delta P_{eb} = 202,36 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{rb} = 329,55 \text{ Pa}$$

Récapitulation des pertes de pression engendrées dans le circuit frigorifique :

a) Perte de pression côté aspiration :

- A travers la conduite sortie détenteur-entrée évaporateur : $\Delta P_1 = 8,85 \text{ Pa}$

- A l'entrée de l'évaporateur (élargissement brusque) : $\Delta P_2 = 202,36 \text{ Pa}$

- A l'intérieur de l'évaporateur : $\Delta P_3 = 1473,43 \text{ Pa}$

- A la sortie de l'évaporateur (rétrécissement brusque) : $\Delta P_4 = 329,55 \text{ Pa}$

- A travers la conduite sortie évaporateur-entrée récupérateur : $\Delta P_5 = 17,21 \text{ Pa}$

- A l'entrée du récupérateur (élargissement brusque) : $\Delta P_6 = 657,76 \text{ Pa}$

- A l'intérieur du récupérateur : $\Delta P_7 = 1705,63 \text{ Pa}$

- A la sortie du récupérateur (rétrécissement brusque) : $\Delta P_8 = 623,04 \text{ Pa}$

- A travers la conduite sortie récupérateur-entrée compresseur : $\Delta P_9 = 750,98 \text{ Pa}$

D'où la perte de pression globale du côté aspiration aura pour valeur :

$$\Delta P_{as} = \sum_{i=1}^9 \Delta P_i = 8,85 + 202,36 + 1473,43 + 329,55 + 17,21$$

$$+ 657,76 + 1705,63 + 623,04 + 750,98$$

$$\Delta P_{as} = 5768,81 \text{ Pa} = 0,058 \text{ bar}$$

b) Perte de pression côté refoulement :

- Dans la conduite sortie compresseur-entrée Condenseur-refroidisseur :

$$\Delta P_{10} = 9057,62 \text{ Pa}$$

- A l'entrée du Condenseur-refroidisseur (élargissement brusque) :

$$\Delta P_{11} = 10548,51 \text{ Pa}$$

- A l'intérieur du Condenseur-refroidisseur :

$$\Delta P_{12} = 1128,99 \text{ Pa}$$

- A la sortie du Condenseur-refroidisseur (rétrécissement brusque) :

$$\Delta P_{13} = 112,35 \text{ Pa}$$

D'où la perte de pression totale du côté refoulement aura pour valeur :

$$\Delta P_{\text{ref}} = \sum_{i=10}^{13} \Delta P_i = 9057,62 + 10548,51 + 1128,99 + 112,35$$

$$\Delta P_{\text{ref}} = 20847,47 \text{ Pa} = 0,208 \text{ bar}$$

c) Perte de pression côté liquide :

- Dans la conduite sortie Condenseur-refroidisseur - entrée récupérateur :

$$\Delta P_{14} = 534,54 \text{ Pa}$$

- A l'entrée du récupérateur (élargissement brusque) :

$$\Delta P_{15} = 224,17 \text{ Pa}$$

- A l'intérieur du récupérateur :

$$\Delta P_{16} = 14,64 \text{ Pa}$$

- A la sortie du récupérateur (rétrécissement brusque) :

$$\Delta P_{17} = 107,91 \text{ Pa}$$

- A travers la conduite sortie récupérateur - entrée détendeur :

$$\Delta P_{18} = 337,44 \text{ Pa}$$

D'où la perte de pression totale côté liquide :

$$\Delta P_{\text{liq}} = \sum_{i=14}^{18} \Delta P_i = 534,54 + 224,17 + 14,64 + 107,91 + 337,44$$

$$\Delta P_{\text{liq}} = 1218,70 \text{ Pa} = 0,012 \text{ bar}$$

VIII -4/ CALCUL DU CONDENSEUR-REFROIDISSEUR DÉFINITIF

- Calcul définitif du Condenseur-refroidisseur (en tenant compte des pertes de chaleur) :

Sachant que la quantité de chaleur à dissiper due au frottement mécanique dans le compresseur est de : 760 W . Et que la quantité de chaleur dissipée à travers la conduite de refoulement est de : 7,31 W . D'où la quantité de chaleur en plus à évacuer à travers le condenseur -refroidisseur sera 760 - 7,31, soit de: 752,69 W

Connaissant le flux de chaleur dans le Condenseur-refroidisseur résultant de l'étude précédente, qui est de : 44986,94 W. D'où le flux de chaleur dans le nouveau Condenseur-refroidisseur aura pour valeur :

44986,94 + 752,69 soit de : 45739,63 W.

On détermine à nouveau la conductance globale du refroidisseur : (U.A)_{rr}.

Calcul du débit d'eau :

A la température de $(20 + 35/2) = 27,5$ ° C, l'eau possède les propriétés suivantes :

$$C_p = 4,18 \text{ KJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\rho = 996,40 \text{ kg/m}^3$$

le débit massique d'eau s'exprime par

$$\begin{aligned} m_{\text{eau}} &= \Phi / (C_p \cdot \Delta T) = 45739,63 / (4,18 \times 10^{-3} \times (35 - 20)) \\ &= 0,73 \text{ kg/s} = 2628 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

le débit volumique sera :

$$Q_{\text{eau}} = m_{\text{eau}} / \rho = 2628 / 996,40 \qquad Q_{\text{eau}} = 2,64 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Calcul de la température de l'eau à la sortie du refroidisseur :

Sachant que le flux de chaleur dans le refroidisseur résultant de la première étude, est de : 5091,67 W.

D'où la quantité de chaleur à évacuer à travers le nouveau refroidisseur sera :

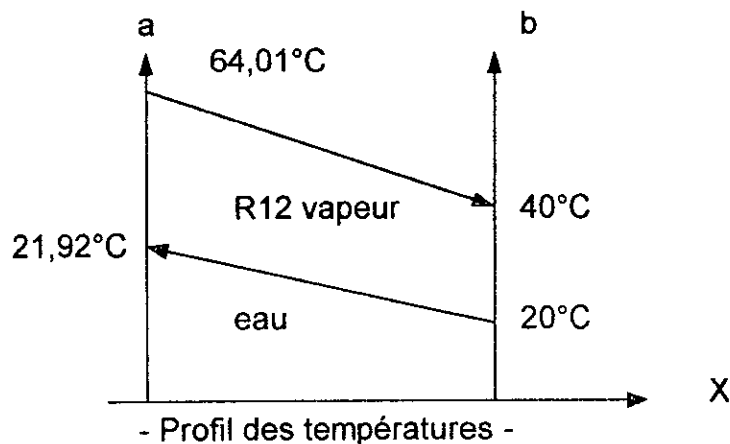
5091,67 + 752,69, soit de : 5 844,36 W

La température de l'eau à la sortie du refroidisseur, $T_{s_{eau}}$ est donné par la formule suivante :

$$T_{s_{eau}} = T_{e_{eau}} + \frac{\phi_{rf}}{(m_{eau} \cdot C_{p_{eau}})}$$

$$= 20 + 5844,36 / (0,73 \times 4,18 \times 10^3) = 21,92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Calcul de $(U.A)_{rf}$:



- La température moyenne logarithmique :

$$\Delta T_m = (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln(\Delta T_a / \Delta T_b)$$

$$= (64,01 - 21,92) - (40 - 20) / \ln[(64,01 - 21,92) / (40 - 20)] = 29,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Facteur de correction : F

On détermine F à partir de l'abaque fig. 11.14 (ref:5)

$$\text{on a : } \left\{ Z = \frac{\Delta T_{eau}}{\Delta T_{R12}} = \frac{(21,92 - 20)}{(64,01 - 40)} = 0,080 \right.$$

$$\left. \left\{ P = \frac{(T_{s_{R12}} - T_{e_{R12}})}{(T_{e_{eau}} - T_{e_{R12}})} = \frac{40 - 64,01}{20 - 64,01} = 0,55 \right. \right.$$

$$\text{d'où } F = 1$$

$$\text{d'où } (U.A)_{ref} = \frac{\phi_{ef}}{F \Delta T_m} = \frac{5\,844,36}{1 \times 29,62} = 196,85 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

- Finalement en fera le dimensionnement du Condenseur-refroidisseur pour le 2^{ème} type de surface (S. 1.25 - 1.25) ; avec les données suivantes :

- Flux de chaleur : $\phi = 45\,739,63 \text{ W}$

- Conductance globale du condenseur : $(U.A)_{cd} = 3892,22 \text{ W/}^\circ\text{C}$
- Conductance globale du refroidisseur : $(U.A)_{rf} = 196,85 \text{ W/}^\circ\text{C}$
- Fluide s'écoulant à l'extérieur des tubes : eau liquide caractérisée par
 - un débit d'eau : $Q_{\text{eau}} = 2,64 \text{ m}^3/\text{h}$
 - Températures de l'eau : - à l'entrée de l'échangeur : 20°C
 - à la sortie de l'échangeur : 35°C
- Fluide s'écoulant à l'intérieur des tubes : Fréon R12
- A travers le refroidisseur, les températures du Fréon R12 sont
 - à l'entrée : $64,01^\circ\text{C}$
 - à la sortie : 40°C
- A travers le condenseur, la température de condensation du Fréon R12 est de 40°C , avec un titre de $x = 0,5$

En suivant la même démarche de calcul citée précédemment , on trouve les grandeurs suivantes :

- Coefficient de transfert global : $U_e = 301,55 \text{ w/m}^2\text{c}^\circ$
- Surface d'échange de chaleur : $A_e = 13,56 \text{ m}^2$
- Longueur total de tube : $L = 453,40$
- Géométrie :

Sachant que le nombre de lignes et de rangées sont respectivement :

$$NL = 33 , Nr = 34$$

Le condensateur-refroidisseur définitif aura :

- Une hauteur de : $NL \text{ EL} = 0,393 \text{ m}$
- Une profondeur de : $Nr \text{ Er} = 0,405 \text{ m}$
- Une longueur de : $L/(NL \text{ Lr}) = 0,404 \text{ m}$
- Un volume : $V = 64,3 \text{ L}$

*Perte de pression externe (eau liquide)

$$\Delta l_{ext} = 53,35 \text{ Pa} = 53,35 \times 10^{-5} \text{ bar}$$

*Perte de pression interne (Fréon R12)

$$\Delta P_{int} = 1128,99 \text{ Pa} = 0,0113 \text{ bar}$$

-Calcul de l'efficacité du Condenseur-refroidisseur :

$$\text{on a pour l'eau : } mCp = \dot{Q} / \Delta T = 45739,63 / (35-20) = 3049,31 \text{ W/ } ^\circ\text{C}$$

Étant donné que le flux de chaleur évacué dans le refroidisseur est nettement inférieur par rapport à celui dans le condenseur, on prendra C_p pour le Fréon R12 à 40°C . Et vu que dans le condenseur la température est constante donc :

$$(mCp)_{R12} \gg (mCp)_{eau}$$

on calcul le nombre d'unité de transfert défini par :

$$NTU_{max} = U.A/C_{min} = 301,55 \times 13,56 / 3049,31 = 1,34$$

A partir de la fig. 11.20 (réf : 5) on trouve une efficacité : $\varepsilon = 73\%$

VIII -5/ ÉTUDE THERMIQUE DE ÉVAPORATEUR (ISOLATION THERMIQUE):

Elle a pour objet la détermination de la quantité de chaleur absorbée à travers les parois de l'évaporateur, en prenant de l'acier à 1% de carbone comme matériau du corps de l'évaporateur, d'une épaisseur $e_a = 8/10 \text{ mm}$, et comme revêtement de la mousse de polyuréthane d'une épaisseur $e_i = 3 \text{ cm}$.

Procédure de calcul :

L'évaporateur étant de forme cubique, on déterminera le flux de chaleur à travers une paroi vertical (\dot{Q}_v), puis le flux de chaleur à travers la paroi horizontale supérieure (\dot{Q}_{hs}). ainsi que pour la paroi horizontale inférieure (\dot{Q}_{hi}). Et le flux de chaleur total dissipé à travers les parois de l'évaporateur s'exprimera par l'expression suivante :

$$\phi_{PE} = 4 \phi_v + \phi_{hi} + \phi_{hs}$$

Le flux de chaleur à travers chaque paroi est déterminé par l'expression suivante :

$$\phi = U.A.\Delta T_m$$

A : Surface de la paroi

avec $\Delta T_m = T_a - T_m$

T_a : Température ambiante, $T_a = 30^\circ\text{C}$

T_m : Température moyenne de l'eau

Sachant que les températures de l'eau sont :

- à l'entrée de l'évaporateur : 36°C

- à la sortie de l'évaporateur : 14°C

Et qu'à l'intérieur de l'évaporateur, la température de la paroi extérieure des tubes est de $17,29^\circ\text{C}$

La température moyenne de l'eau sera $[(36 + 14)/2 + 17,29]/2$, soit :

$$T_m = 21,15^\circ\text{C}$$

- U : coefficient de transmission de chaleur global, qui est exprimé par :

$$U = [1/h_i + e_a/k_a + e_i/k_i + 1/h_e]$$

avec :

h_i : coefficient de convection de l'eau

h_e ; coefficient de convection de l'air

$$e_a = 0,8 \text{ mm}$$

$$e_i = 3 \text{ cm}$$

A la température $(T_a + T_m)/2 = (30 + 21,15)/2 = 25,57^\circ\text{C}$ la conductibilité de l'acier à 1% de carbone ainsi que celle de l'isolant sont respectivement :

$$- k_a = 45,31 \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$- k_i = 0,030 \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

REMARQUE :

L'étude sera faite pour un évaporateur propre, étant donné que cet état est considéré comme facteur défavorable à l'isolation thermique.

a / Calcul du flux de chaleur à travers une paroi verticale \varnothing_v :

Le calcul s'effectuant par itération, on présentera uniquement la dernière itération que voici

En prenant : $U = 0,70 \text{ W:m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

Flux de chaleur : $\varnothing_v = U.A \Delta T_m$

$$= 0,70 \times (0,276 \times 0,274) \times (30 - 21,15) = 0,47 \text{ W}$$

- Calcul de h_e :

On emploie la corrélation de Churchill-Chu pour la convection naturelle sur une plaque plane verticale (réf : 3), qui est caractérisée par les formules suivantes :

$$Nu_L = 0,68 + 0,670 Ra_L^{1/4} [1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{-4/9} \text{ pour } 0 < Ra_L < 10^9$$

$$Nu_L = \{ 0,825 + 0,387 Ra_L^{1/6} [1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{-8/27} \}^2 \text{ pour } 10^9 < Ra_L$$

En prenant une température de la paroi extérieure : $T_{pe} = 27,40 \text{ }^\circ\text{C}$, on détermine les propriétés thermophysiques de l'air sec à la température :

$$(T_{pe} + T_a) / 2 = (27,40 + 30) / 2 = 28,70 \text{ }^\circ\text{C}$$

qui sont :

$$v = 15,89 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 26,28 \cdot 10^{-3} \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0,712$$

$$\beta = 1/(30 + 273,15)$$

$$\beta = 3,30 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$Gr_L = L^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T / v^2 = (0,274)^3 \times 9,81 \times 3,30 \times 10^{-3} \times (30 - 27,40) / (15,89 \cdot 10^{-6})^2 = 6\,862\,615,02$$

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = 6\,862\,615,02 \times 0,712 = 4,89 \cdot 10^6$$

$Ra_L < 10^9$ d'où :

$$Nu_L = 0,68 + 0,670 Ra_L^{1/4} [1 + (0,492 / Pr)^{9/16}]^{-4/9}$$

$$= 0,68 + 0,67 \times (4,89 \cdot 10^6)^{1/4} \times [1 + (0,492 / 0,712)^{9/16}]^{-4/9}$$

$$Nu_L = 24,87$$

$$he = Nu_L \cdot k / L = 24,87 \times 26,88 \cdot 10^{-3} / 0,274$$

$$he = 2,39 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Calcul de hi :

vu la faible vitesse d'écoulement de l'eau à l'intérieur de l'évaporateur ($U_{\max} = 0,0277 \text{ m/s}$), on admettra que la convection est naturelle.

Température de la paroi intérieure T_{pi} :

$$T_{pi} = T_{pe} - \phi_v / A_v [e_a / k_a + e_i / k_i]$$

$$= 27,40 - 0,70 / (0,276 \times 0,274) [0,8 \times 10^{-3} / 45,31 + 3 \times 10^{-2} / 0,030]$$

$$T_{pi} = 21,19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

à la température $(T_{pi} + T_m)/2 = (21,19 + 21,15)/2 = 21,17 \text{ } ^\circ\text{C}$, les propriétés thermophysiques de l'eau sont :

$$v = 0,09781 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,6015 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$Pr = 6,79$$

$$\beta = 1/(21,17 + 273,15) = 3,40 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$Gr_L = L^3 g \beta \Delta T / v^2 = (0,274)^3 \times 9,81 \times 3,40 \times 10^{-3}$$

$$\times (21,19 - 21,15)/(0,9781 \cdot 10^{-6})^2 = 27\,788\,670,19$$

$$Ra_L = Gr_L \times Pr = 27\,788\,670,19 \times 6,79 = 1,89 \cdot 10^8$$

$Ra_L < 10^9$ d'où :

$$Nu_L = 0,68 + 0,670 Ra_L^{1/4} [1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{-4/9}$$

$$= 0,68 + 0,670 \times (1,89 \cdot 10^8)^{1/4} \times [1 + (0,492/6,79)^{9/16}]^{-4/9} = 72,34$$

$$hi = Nu_L \cdot k / L = 72,34 \times 0,6015 / 0,274 = 158,80 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Calcul de U :

$$U = [1 / hi + e_a / k_a + e_i / k_i + 1 / he]^{-1}$$

$$= [1 / 158,80 + 0,8 \cdot 10^{-3} / 45,31 + 3 \cdot 10^{-2} / 0,030 + 1 / 2,39]^{-1}$$

$$U = 0,70 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Flux de chaleur : $\dot{Q}_v = U \cdot A \Delta T_m = 0,70 \times 0,274 \times 0,276 \times 530,6 = 21,15$

$$\dot{Q}_v = 0,47 \text{ W}$$

- $T_{pe} = T_a - \dot{Q}/(h_e A) = 30 - 0,47 / (2,39 \times 0,274 \times 0,276)$

$$T_{pe} = 27,40 \text{ }^\circ\text{C}$$

b) Calcul du flux de chaleur à travers la paroi horizontale inférieure : \dot{Q}_{hi}

Le calcul s'effectuant par itérations, on présentera uniquement la dernière itération que voici :

- en prenant $U = 0,64 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

Flux de chaleur : $\dot{Q}_{hi} = U \cdot A \Delta T_m = 0,64 \times 0,276 \times 0,274 (30 - 21,15)$

$$\dot{Q}_{hi} = 0,43 \text{ W}$$

- Calcul de h_e :

On emploie la corrélation de Churchill-Chu pour la convection naturelle à travers une plaque horizontale, avec face supérieure refroidie et la face inférieure chauffée. Elle est caractérisée par la formule suivante : (Ref : 3)

$$Nu_{Lc} = 0,27 Ra_{Lc}^{1/4} \quad \text{pour } 3 \times 10^5 < Ra_{Lc} < \infty \times 10^{10}$$

avec L_c : longueur caractéristique , $L_c = \text{surface/périmètre}$

En prenant $T_{pe} = 26,86 \text{ }^\circ\text{C}$, les propriétés thermophysiques de l'air sec à la température

$(T_{pe} + T_a)/2 = (26,86 + 30)/2 = 28,43 \text{ }^\circ\text{C}$, sont :

$$\nu = 15,87 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 26,26 \cdot 10^{-3} \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0,712$$

$$\beta = 1/(30 + 273,15) = 3,30 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$L_c = 0,276 \times 0,274 / (2 \times 0,276 + 2 \times 0,274) = 0,069 \text{ m}$$

$$Gr_{Lc} = L_c^3 \cdot g \beta \Delta T / \nu^2 = (0,069)^3 \times 9,81 \times 3,30 \times 10^{-3} (30 - 26,86) / (15,87 \cdot 10^{-6})^2 = 131\,168,98$$

$$Ra_{Lc} = Gr_{Lc} \times Pr = 131\,168,98 \times 0,712 = 93\,412,91$$

$$Nu_{Lc} = 0,27 Ra_{Lc} = 0,27 \times (93\,412,91) = 4,72$$

$$he = Nu_{Lc} \cdot k / L_c = 4,72 \times 26,26 \times 10^{-3} / 0,069 = 1,80 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Calcul de hi :

$$T_{pi} = T_{pe} - \frac{\phi}{A} \left[\frac{e_a}{k_a} + \frac{e_i}{k_i} \right]$$

$$= 26,86 - 0,43 / (0,276 \times 0,274) \times [0,8 \times 10^{-3} / 45,31 + 3 \times 10^{-2} / 0,03]$$

$$T_{pi} = 21,20 \text{ }^\circ\text{C}$$

A la température $(T_{pi} + T_m) / 2 = (21,20 + 21,15) / 2 = 21,17 \text{ }^\circ\text{C}$, les propriétés thermophysiques de l'eau sont :

$$\nu = 0,9780 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,6015 \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$Pr = 6,79$$

$$\beta = 1 / (21,17 + 273,15) = 3,40 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$L_c = 0,069 \text{ m}$$

$$Gr_{Lc} = Li^3 \cdot g \beta \Delta T / \nu^2 = (0,069)^3 \times 9,81 \times 3,40 \times 10^{-3} \times (21,20 - 21,15) / (0,9780 \times 10^{-6})^2 = 519\,700,65$$

$$Ra_{Lc} = Gr_{Lc} \times Pr = 519\,700,65 \times 6,79 = 3\,527\,859,30$$

$$Nu_{Lc} = 0,27 Ra_{Lc}^{1/4} = 0,27 \times (3\,527\,859,30)^{1/4} = 11,70$$

$$hi = Nu_{Lc} \cdot k / L_c = 11,70 \times 0,6015 / 0,069 = 102,37 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Calcul de U :

$$U = \left[1 / hi + \frac{e_a}{k_a} + \frac{e_i}{k_i} + 1 / he \right]^{-1}$$

$$= \left[1/102,37 + 0,8 \times 10^{-3} / 45,31 + 3 \times 10^{-2} / 0,03 + 1/1,80 \right]^{-1} = 0,64 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Flux de chaleur : $\phi_{hi} = U.A \Delta T = 0,67 \times 0,276 \times 0,274 \times (30 - 21,15)$

$$\phi_{hi} = 0,43 \text{ W}$$

$$T_{pe} = T_a - \phi_{hi} / (h_e A) = 30 - 0,43 / (1,80 \times 0,274 \times 0,276) = 26,86 \text{ }^\circ\text{C}$$

c.) Calcul du flux de chaleur à travers la paroi horizontale supérieure ϕ_{hs} :

Le calcul s'effectuant par itération, on présentera uniquement la dernière itération que voici :

En prenant $U = 0,76 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Flux de chaleur : } \phi_{hs} = U.A \Delta T = 0,76 \cdot 0,276 \times 0,274 \cdot (30 - 21,15) = 0,51 \text{ W}$$

- Calcul de h_e :

On emploie la corrélation de Churchill-Chu pour la convection naturelle à travers une plaque horizontal (réf : 3), avec face supérieure chauffée et la face inférieure refroidie. Elle est caractérisée par les formules suivantes :

$$Nu_{Lc} = 0,54 Ra_{Lc}^{1/4} \quad \text{pour } 2,6 \times 10^4 < Ra_{Lc} < 10^7$$

$$Nu_{Lc} = 0,15 Ra_{Lc}^{1/3} \quad \text{pour } 10^7 < Ra_{Lc} < 3 \times 10^{10}$$

avec L_c : longueur caractéristique, $L_c = \text{surface/périmètre}$

En prenant $T_{pe} = 27,92 \text{ }^\circ\text{C}$, à la température

$$(T_{pe} + T_a) / 2 = (27,92 + 30) / 2 = 28,96 \text{ }^\circ\text{C}$$

Les propriétés thermophysiques de l'air sec sont :

$$\nu = 15,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 26,30 \cdot 10^{-3} \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0,712$$

$$\beta = 1 / (30 + 273,15) = 3,30 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$L_c = 0,069 \text{ m}$$

$$Gr_{Lc} = L_c^3 \cdot g \cdot \beta \Delta T / \nu^2 = 0,069^3 \times 9,81 \times 3,30 \cdot 10^{-3} (30 - 27,92)$$

$$/(15,91 \cdot 10^{-6})^2 = 86\,357,38$$

$$Ra_{Lc} = Gr_{Lc} \times Pr = 86\,357,38 \times 0,712 = 61\,495,44$$

$$2,6 \cdot 10^4 < 10^7 \text{ d'où :}$$

$$Nu_{Lc} = 0,54 \cdot Ra_{Lc}^{1/4} = 0,54 \times (61\,495,44)^{1/4} = 8,50$$

$$he = Nu_{Lc} \cdot k / Lc = 8,50 \times 26,30 \times 10^{-3} / 0,069 = 3,25 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

-Calcul de hi :

$$T_{pi} = T_{pe} - \Phi / A [e_a / k_a + e_i / k_i]$$

$$= 27,92 - 0,51 / (0,276 \times 0,274) \times [0,8 \cdot 10^{-3} / 45,31 + 3 \cdot 10^{-2} / 0,03]$$

$$T_{pi} = 21,19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A la température $(T_{pi} + T_m) / 2 = (21,19 + 21,15) / 2 = 21,17 \text{ } ^\circ\text{C}$, les propriétés thermophysiques de l'eau sont :

$$v = 0,9781 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0,6015 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$Pr = 6,79$$

$$\beta = 1 / (21,17 + 273,15) = 3,40 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$Lc = 0,069 \text{ m}$$

$$Gr_{Lc} = Lc^3 g \beta \Delta T / v^2 = (0,069)^3 \times 9,81 \times 3,40 \times 10^{-3} \times (21,19 - 21,15) / (0,9781 \times 10^{-6})^2 = 496\,822,44$$

$$Ra_{Lc} = Gr_{Lc} \times Pr = 496\,822,44 \times 6,79 = 3\,372\,642,44$$

$$2,6 \times 10^4 < Ra_{Lc} < 10^7 \text{ d'où :}$$

$$Nu_{Lc} = 0,54 Ra_{Lc}^{1/4} = 0,54 \times (3\,372\,642,44)^{1/4} = 23,14$$

$$hi = Nu_{Lc} \cdot k / Lc = 23,14 \times 0,6015 / 0,069 = 202,46 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calcul de U :

$$U = [1 / hi + e_a / k_a + e_i / k_i + 1 / he]^{-1}$$

$$= [1 / 202,46 + 0,8 \cdot 10^{-3} / 45,31 + 3 \cdot 10^{-2} + 1 / 3,25]^{-1} = 0,76 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Flux de chaleur : $\phi_{hs} = U.A \Delta T = 0,76 \times 0,274 \times 0,276 \times (30 - 21,15)$

$$\phi_{hs} = 0,51 \text{ W}$$

$$T_{pe} = T_a - \phi_{hs} / (h_e A) = 30 - 0,51 / (3,25 \times 0,274 \times 0,276) = 27,92 \text{ }^\circ\text{C}$$

Finally the total heat flux through the walls of the evaporator will be :

$$\begin{aligned} \phi_{Pe} &= 4 \phi_v + \phi_{hs} + \phi_{hi} \\ &= 4 \times 0,47 + 0,51 + 0,43 = 2,82 \text{ W} \end{aligned}$$

REMARQUE :

En effectuant l'étude sans revêtement, on trouve un apport de chaleur de 17 W. Pour cette quantité de chaleur, l'augmentation de la température correspondante sera :

$$\Delta T = \phi_{Pe} / (\rho \cdot Q_{eau} C_p)$$

A la température de 21,15°C , on a :

$$\rho = 998 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 4,182 \text{ KJ / kg}^\circ\text{C}$$

$$\text{D'ou } \Delta T = 17 / (998 \times 1,5 \times 3600^{-1} \times 4,182 \cdot 10^3)$$

$$\Delta T = 0,01 \text{ }^\circ\text{C}$$

CONCLUSION :

La suppression du revêtement engendre une très faible augmentation de température ($\Delta T = 0,01 \text{ }^\circ\text{C}$) , on pourra donc faire l'économie de cette isolation thermique.

VIII - 6/ CALCUL DU C.O.P. ET DE LA PRODUCTION FRIGORIFIQUE DU CYCLE RÉEL :

Le coefficient de performance étant défini par : $COP = (h_{e'} - h_5) / (h_2' - h_1')$, on aura à déterminer $h_{e'}$, h_5 , h_1' , h_2' . Les points (5) et (e') du cycle réel sont respectivement l'entrée et la sortie de l'évaporateur. Et les points (1') et (2') sont respectivement l'entrée et la sortie du compresseur.

- Détermination des points du cycle réel :

- Point (5) :

D'après la première étude, le point (5) est défini par :

$$T_5 = 0 \text{ °C}$$

$$P_5 = 0,3086 \text{ Mpa}$$

$$h_5 = 64,539 \text{ KJ / kg}$$

- Point (e') :

Les calculs précédents nous donnent : $T_{e'} = -0,25 \text{ °C}$ à partir des tables thermodynamiques du Fréon R12 (table A.3, réf : 11). on a :

$$h_{e'} = h_g (\text{à } -0,25 \text{ °C}) = 187,289 \text{ KJ/kg}$$

- Point (1') :

Les calculs précédents nous donnent : $T_1' = 15,26 \text{ °C}$ et aussi une perte de pression côté aspiration : $\Delta P_{as} = 0,058 \text{ bar}$. La pression P_1' aura pour valeur :

$$P_1' = P_5 - \Delta P_{as} = 3,08 - 0,058$$

$$\text{soit } P_1' = 3,028 \text{ bar}$$

A partir des tables thermodynamiques du Fréon R12 vapeur surchauffée [table A.7, réf : 9] on trouve :

$$h_1' = 197,513 \text{ KJ/kg}$$

- Point (2') :

Les calculs précédents nous donnent : $T_2' = 64,04 \text{ °C}$

Lors de la première étude où on a négligé les pertes de chaleur, l'enthalpie à la sortie du compresseur était : $h_2 = 219,454 \text{ KJ/kg}$ à la température $T_2 = 61,14 \text{ }^\circ\text{C}$.

On détermine h_2' par l'équation suivante :

$$h_2' - h_2 = C_p (T_2' - T_2) \text{ d'où } h_2' = h_2 + C_p (T_2' - T_2)$$

à la température $(T_2 + T_2') / 2 = (64,04 + 61,14) / 2 = 62,59 \text{ }^\circ\text{C}$ la chaleur spécifique du Fréon R12 vapeur est : $C_p = 0,844 \text{ KJ/kg }^\circ\text{C}$

$$\text{d'où } h_2' = 219,454 + 0,844 \times (64,04 - 61,14)$$

$$\text{soit : } h_2' = 221,902 \text{ KJ / kg}$$

Finally le coefficient de performance du cycle réel aura pour valeur :

$$\text{COP} = (h_{e'} - h_5) / (h_2' - h_1') = (187,289 - 64,539) / (221,902 - 197,513)$$

$$\text{soit COP} = 5,03$$

Et la production frigorifique du cycle réel sera :

$$\dot{\Phi}_{\text{net}} = m (h_{e'} - h_5) = 1117,48 \times (187,289 - 64,539) \times (4,1868)^{-\text{K}}$$

$$\text{soit } \dot{\Phi}_{\text{net}} = 32\,762,65 \text{ Kcal/h} = 38\,102,96 \text{ W}$$

CONCLUSION :

En comparaison avec le cycle théorique (sans pertes de charge ni de chaleur) qui a un COP = 5,57 et une production frigorifique nette de 32 792 Kcal/h, le cycle réel possède un coefficient de performance qui diminue de 10% et une production frigorifique nette qui diminue de 0,09%. Donc, en définitif, l'influence des pertes de charge et de chaleur sont négligeable, et l'adoption d'isolant thermique dans certains éléments de l'installation est par simple protection contre la condensation de l'humidité contenue dans l'air.

CHAPITRE IX

ÉTUDE DU CIRCUIT HYDRAULIQUE

IX - ÉTUDE DU CIRCUIT HYDRAULIQUE :

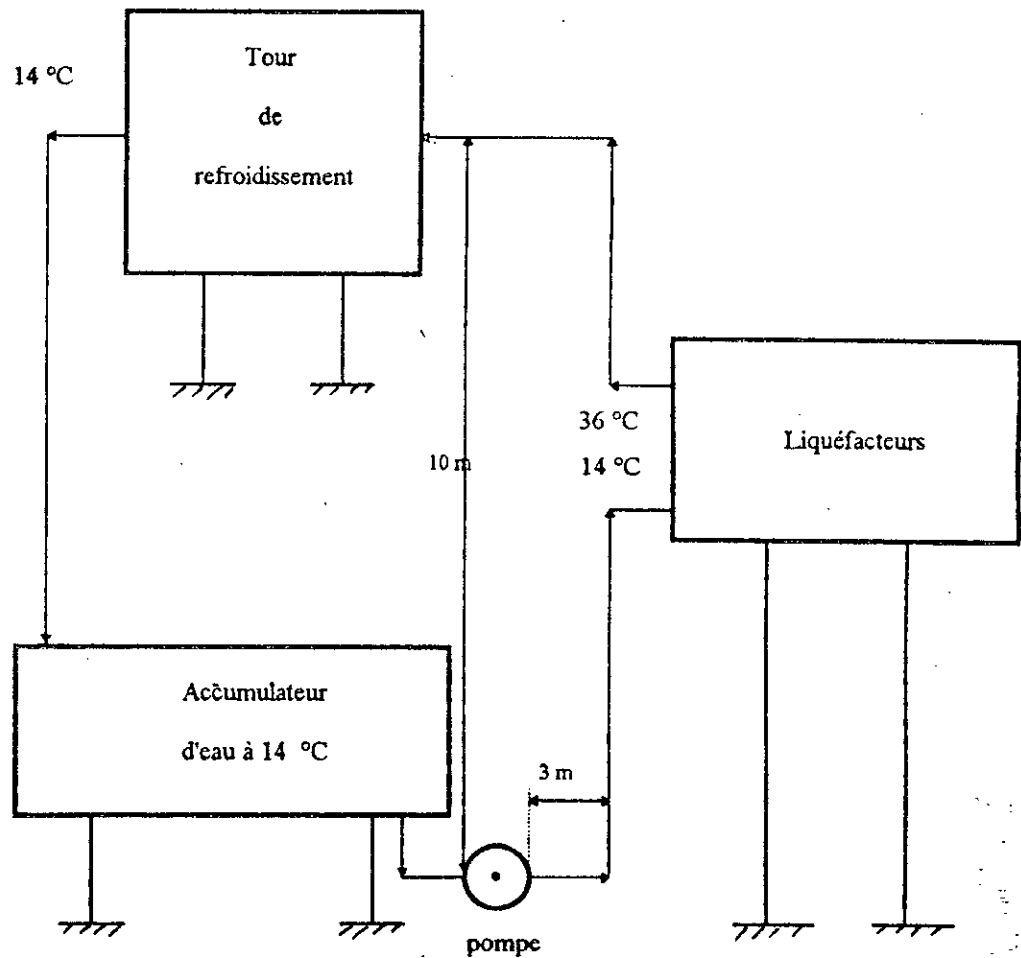


Fig. 28 - Représentation du circuit hydraulique

Il s'agit d'un circuit fermé (fig : 28). Une pompe de circulation est placée juste à la sortie de l'accumulateur où est emmagasiné de l'eau à 14°C. Ainsi l'eau fraîche provenant de l'accumulateur circule jusqu'au liquéfacteur, où se produit un transfert de chaleur entre l'eau et l'huile de lubrification.

De ce fait, l'eau sortant à 36 °C du liquéfacteur est ensuite conduite vers notre tour de refroidissement, où elle est refroidie au niveau de l'évaporateur pour ressortir à 14 °C, et être acheminée vers l'accumulateur, ainsi la boucle est fermée.

IX - 1/ CALCUL DE LA POMPE ET DE LA TUYAUTERIE :

Le dimensionnement du circuit hydraulique se résumera au dimensionnement de la pompe de circulation ainsi qu'à la tuyauterie. Sachant que le débit d'eau à véhiculer est de :

$$Q_{\text{eau}} = 1500 \text{ l/h} = 0,42 \text{ l/s}$$

Pour une tuyauterie en acier galvanisé de diamètre intérieur de $d_i = 28,4 \text{ mm}$ (tarif 1, DN25) correspondant à un diamètre extérieure de $= 33,7 \text{ mm}$ (Ref : 14) ; on trouve à partir de l'abaque (tableau 23, réf : 2) une perte de charge en mètres de hauteur d'eau par mètre de conduite de : $J = 0,018 \text{ m/m}$.

Pour une longueur de tuyauterie (sortie de la pompe jusqu'à l'entrée de l'évaporateur) de $L = 16 \text{ m}$, on trouve une perte de charge en mètres de hauteur d'eau de :

$$\xi = L \times J = 16 \times 0,018$$

$$\text{soit } \xi = 0,29 \text{ m}$$

Ainsi pour une hauteur géométrique de $H_g = 10\text{m}$, où se situe la tour de refroidissement, la pompe devra fournir une hauteur hydraulique :

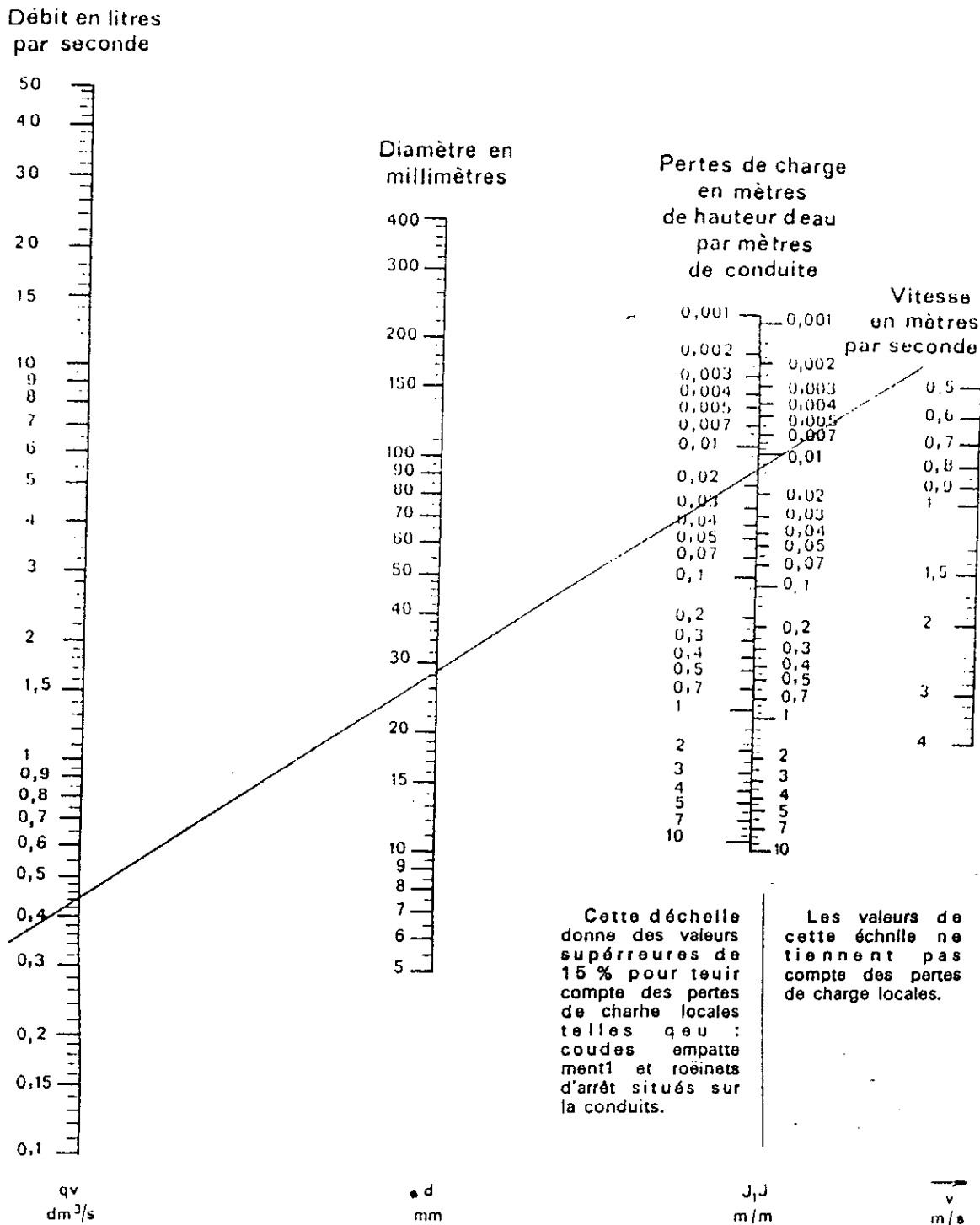
$$H_h = H_g + \xi = 10 + 0,29$$

$$\text{soit } H_h = 10,29 \text{ m}$$

Les caractéristiques de la pompe seront :

- Débit d'eau : $1,5 \text{ m}^3/\text{h}$
- Hauteur hydraulique : $10,29 \text{ m}$

TABLEAU 23
 ABAQUE POUR LE CALCUL DES CONDUITES D'EAU⁽¹⁾



⁽¹⁾ Cet abaque extrait de feuille de documentation FDP 41-205, 4^e tirage, juin 1959, est reproduit avec l'autorisation de l'Association Française de Normalisation, Tour Europe, CEDEX 7 92 Paris La Défense. Seul fait foi le document original, dans son édition la plus récente. Les lecteurs intéressés par la question pourront se reporter au document précité.

IX - 2/ ÉTUDE THERMIQUE DE L'ACCUMULATEUR (isolation thermique) :

L'accumulateur est un réservoir d'eau de forme cylindrique, de 1 m³ de volume, 1 m de diamètre extérieur, fait en acier à 1% de carbone, d'une épaisseur $e_a = 3$ mm. On adoptera comme revêtement, de la laine de verre d'une épaisseur $e_i = 3$ cm.

- Procédure de calcul :

Même procédure de calcul que pour l'évaporateur, sauf que l'accumulateur étant de forme cylindrique, on déterminera le flux de chaleur à travers la paroi cylindrique (\varnothing_c), ainsi que le flux de chaleur à travers la paroi circulaire verticale (\varnothing_v). En définitif, le flux de chaleur total absorbé à travers les parois de l'accumulateur s'exprimera par l'expression suivante :

$$\varnothing_{PA} = \varnothing_c + 2 \varnothing_v$$

Le flux de chaleur à travers chaque paroi est donné par l'expression :

$$\varnothing = U.A \Delta T_m$$

avec A : surface de la paroi

$\Delta T_m = T_a - T_m$ avec T_a : température ambiante, $T_a = 30$ °c

T_m : température moyenne de l'eau, $T_m = 14$ °c

U : coefficient de transfert global, exprimé par l'expression :

$$U = [1 / h_i + e_a / k_a + e_i / k_i + 1 / h_e]^{-1}$$

avec - h_i : coefficient de convection de l'eau

h_e : coefficient de convection de l'air

$e_a = 3$ mm

$e_i = 3$ cm

A la température $(T_a + T_m) / 2 = 30 + 14/2 = 22$ °c, la conductibilité de l'acier à 1% de carbone ainsi que celle de l'isolant (laine de verre) sont respectivement :

$$k_a = 45,33 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$k_i = 0,042 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

REMARQUE :

L'étude sera faite pour un accumulateur propre de disposition horizontale étant donné que pour cette disposition il y a une mauvaise dissipation de chaleur comparée à une disposition verticale, ce qui est favorable à l'isolation thermique.

a/ Calcul du flux de chaleur à travers une paroi verticale : \dot{Q}_v

On fera une analogie avec une plaque plane verticale ayant la même surface que la paroi verticale circulaire. Le calcul s'effectuant de la même manière que celle citée pour l'évaporateur, on trouve :

$$\dot{Q}_v = 10,68 \text{ W}$$

b/ Calcul du flux de chaleur à travers la paroi cylindrique : \dot{Q}_c

On négligera la résistance thermique de l'eau qui est : $1 / h_i$ et on prendra la température de la paroi intérieure : $T_{pi} = 14 \text{ } ^\circ\text{C}$. Le calcul s'effectuaient de la même façon citée précédemment, on trouve :

$$\dot{Q}_c = 57,36 \text{ W}$$

Finally the heat flux dissipated through the walls of the accumulator will have the value:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{PA} &= \dot{Q}_c + 2 \dot{Q}_v \\ &= 57,36 + 2 \times 10,68\end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{PA} = 78,72 \text{ W}$$

c / Calcul de l'augmentation de température : ΔT_{eau}

$$\Delta T_{\text{eau}} = \phi_{PA} / (\rho Q_{\text{eau}} C_{p_{\text{eau}}})$$

A la température de 14°C, les propriétés thermophysiques de l'eau sont :

$$\rho = 992,32 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 4,188 \text{ KJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } \Delta T_{\text{eau}} = 78,72 / (992,32 \times 1,5 \times 3600^{-1} \times 4,188 \cdot 10^3)$$

$$\Delta T_{\text{eau}} = 0,05^\circ\text{C}$$

CONCLUSION :

L'isolation thermique effectuée sur l'accumulateur engendre une très faible augmentation de la température de l'eau ($\Delta T_{\text{eau}} = 0,05^\circ\text{C}$). Même s'il y aurait une faible augmentation de la température de l'eau sans isolant, on effectuera tout de même un revêtement et cela à titre préventif contre la condensation de l'humidité contenue dans l'air, qui non seulement est défavorable à l'isolation thermique, mais en plus représente un facteur favorisant la corrosion de la paroi .

CHAPITRE X

LA REGULATION DES INSTALLATIONS
FRIGORIFIQUES

X - LA REGULATION DES INSTALLATIONS

FRIGORIFIQUES :

a /- Constitution d'un régulateur :

Un régulateur comporte plusieurs éléments reliés entre-deux , qui sont :

- le détecteur de mesure : qui détermine la valeur du paramètre à régler, il a pour rôle de définir l'information.

- le transmetteur de mesure : qui communique l'information reçue du détecteur à la ligne.

- la ligne : qui conduit l'information à l'organe de réglage.

- l'organe de réglage : qui est souvent un servomécanisme agissant sur la marche de la machine en fonction des informations reçues.

b /- Fonction d'un régulateur :

Un régulateur joue trois rôles principaux :

- la conduite : elle se traduit par la mise en service, alimentation et régulation.

- la protection : elle se traduit par le maintien en bon état du matériel et cela en temps de perturbation.

- le contrôle : il correspond à la vérification du bon fonctionnement de la machine et cela par signalisation visuelle ou sonore.

Les principaux régulateurs intervenant dans notre tour de refroidissement sont :

- détendeur automatique

- régulateur de mise en marche du compresseur.

Il existe deux types de détendeur automatique :

- détendeur automatique PRESSOSTATIQUE que nous avons exposé précédemment,
- détendeur automatique thermostatique qui interviendra dans notre tour de refroidissement.
- Détendeur thermostatique automatique :

Rôle :

Il assure l'admission automatique du fluide frigorigène à l'évaporateur et cela selon la surchauffe de la vapeur à la sortie de l'évaporateur.

Fonctionnement :

En comparaison avec le détendeur pressostatique, les forces d'ouverture qui tendent à libérer le pointeau de son siège se traduisent par la poussée du ressort et par l'action qu'exerce le gaz contenu dans le bulbe sur la surface extérieure du soufflet développé par la pression de ce dernier. La pression du gaz est fonction de la température de la sonde fixée à la sortie de l'évaporateur, c'est à dire fonction de la surchauffe. Finalement la surchauffe correspond à la différence de pression qui règne entre le soufflet et l'évaporateur.

Cette différence de pression peut se régler et cela en agissant sur la tension du ressort de réglage (8) (fig : 30). Étant donné que la variation de pression est proportionnelle à la température de surchauffe, par conséquent la surchauffe commande l'ouverture et la fermeture du détendeur. Le détendeur s'ouvre quand la surchauffe augmente et se ferme quand elle diminue. L'action des forces en présence gouvernant l'ouverture et la fermeture du détendeur, est la même que celle illustrée pour le détendeur pressostatique.

En ce qui concerne le régulateur de mise en marche du compresseur, il sera composé d'une sonde thermostatique fixée à la sortie de l'évaporateur où l'eau sort à 14°C, relié à un système régulant l'alimentation en courant électrique du compresseur. On peut schématiser ce système comme étant un discontacteur relié à un ressort, à son tour relié à la sonde thermostatique.

Ainsi, pour une surchauffe pré réglée à l'avance, par exemple une température de 16°C; au delà de cette température, la température du gaz contenu à l'intérieur de la sonde va augmenter, d'où augmentation de sa pression qui à son tour va agir sur le ressort, et ce dernier fermera le discontacteur, permettant la mise sous tension du compresseur. Et pour une température de l'eau inférieure à 14°C, le compresseur sera hors tension.

CONCLUSION

CONCLUSION GENERALE :

Lors des études générales des installations frigorifiques relatives à des cycles thermodynamiques, apparaît souvent la nécessité d'évaluer les écarts de températures entre fluide chaud et fluide froid, les surfaces d'échanges et les pertes de pressions. Cette évaluation permet de passer à la réalisation des équipements de l'installation.

En ce qui concerne notre tour de refroidissement, la procédure de calcul des échangeurs de chaleur a été basée en premier lieu sur le choix des écarts de températures entre fluide chaud et fluide froid, ensuite sur l'optimisation géométrique et l'évaluation des pertes de pressions engendrées.

Le manque de documentation technique sur les données économiques (prix d'un échangeur par rapport à la surface) ne nous a pas permis d'approfondir notre étude économique. Néanmoins, les surfaces d'échanges obtenues sont relativement petites.

Ainsi, l'étude que nous avons effectuée est considérée comme une étude théorique qui précède l'étude économique permettant la conception des appareils constituants l'installation.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE :

LISTE DES OUVRAGES :

- 1 - G. VASSOGNE : « Machines Frigorifiques »
3ème édition Paris : Librairie Polytechnique Ch. Beranger
- 2 - P.J. RAPIN : « Installation Frigorifiques », tome 1 et 2,
2ème édition, PYC édition, 1973
- 3 - Alan J. CHAPMAN : « Heat Transfer », 4ème édition 1984,
Macmillan Publishing Company (New York)
- 4 - S.G. KANDLIKAR : « A General Corrélation for saturated Two-phase flow boiling
heat transfer inside horizontal and vertical tubes »
transaction of the ASME, Vol n° 112, édition 1990.
- 5 - KAYS & LONDON : « Compact Heat Exchangers »,
Mc Graw-Hill Company (New York), 2ème édition, 1964
- 6 - J.P. HOLMAN : « Heat Transfer »,
Mc Graw-Hill, 4ème édition, 1976
- 7 - F. KREITH : « Transmission de la chaleur et thermodynamique »,
Masson édition, 1967

- 8 - I.F. IDEL'CIK : « Mémento des pertes de charge »
Eyrolles édition 1979, traduit du russe par Mme M. MEARY
- 9 - JORDAN and PRIESTER : « Refrigeration and Air conditioning »
2ème édition par Prentice-Hall, Inc, 1957
- 10 - P.C. KOELET : « Industrial Refrigeration »,
1ère édition 1992 par Macmillan Press Ltd
- 11 - J. VANWYLEN : « Thermodynamique appliquée »
2ème édition, published by John Wiley & Sons, Ltd
- 12 - Technique de l'Ingénieur : « Pertes de pressions dans les échangeurs »
édition 1986 B101, Auteur : Paul COSAR
- 13 - Technique de l'Ingénieur : « Transmission de la chaleur »
édition 1972 B94, Auteur : Paul COSAR
- 14 - SERSEG : « Catalogue - Formulaire »
édition 1973, Société Serseg
- 15 - Technique de l'Ingénieur : « Isolation thermique industrielle »
édition 1994, Auteur : Jean DANCKAERT